

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Řešení problematiky tlumičů pracích strojů
Problem Solving of Washing - machine Dampers

Student: Bc. Lucie Hanáková

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph. D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lucie Hanáková**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Řešení problematiky tlumičů pracích strojů
Problem Solving of Washing-machine Dampers

Zásady pro vypracování:

cílem práce je rozbor funkce tlumičů SUSPA používaných firmou PRIMUS CE, s.r.o. na tlumení vibrací pracích jednotek.

1. Proveďte rešerši problematiky tlumičů a jejich charakteristik.
2. Proveďte analýzu tepelných poměrů na tlumičích při provozu prací jednotky.
3. Proveďte experimentální analýzu obecného pohybu prací jednotky bubnu.
4. Navrhněte variantně experimentální stand na životnostní zkoušky tlumičů.
5. Zpracujte sestavný výkres zvolené verze standu.

Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.

Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2*. Praha: SNTL, 1990.

Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB - TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohou jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HANÁKOVÁ, Lucie. *Řešení problematiky tlumičů pracích strojů*. Ostrava, 2015. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph. D.

Diplomová práce se zabývá řešením problematiky tlumičů SUSPA používaných na tlumení vibrací pracích jednotek firmou PRIMUS CE, s.r.o., která přešla pod společnost Alliance Laundry CE s.r.o.

Na začátku práce se zabývám rešerší samotných tlumičů a externí zařízení pro testování životnostních zkoušek tlumičů. Další část je zaměřena na měření a vyhodnocování analýz tepelných poměrů a obecného pohybu prací jednotky. Na základě výsledků z měření, navrhnu několik variant standu na životní zkoušky tlumičů. Vybraná varianta, schválená vedoucím práce, je dále detailně zpracována. Součástí práce je sestavný výkres zvolené varianty standu.

Závěrem diplomové práce je zhodnocení řešení problematiky tlumičů.

ANNOTATION OF THESIS

HANÁKOVÁ, Lucie. *Problem solving of washing-machine dampers*. Ostrava, 2015. Thesis. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms. Tutor: doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

This theses deals with solutions of issues of SUSPA dampers used for vibration damping of washing units used by the firm Primus CE, ltd., which came under the Alliance Laundry CE, ltd.

At the beginning of my work I am dealing with the searches of dampers themselves and with an external device for examining the durability tests of dampers. Another part is focused on the measurement and evaluation of the analysis of thermal ratios and a general movement of a washing unit. Based on there sults of measurements will suggest some variants of the trials of lifetesting of shock absorbers. The selected variant approved by the supervisoris further laborated in details. A part of this work is the drawing assembly of the selected variant trial.

The conclusion of the thesis is to evaluate solutions of the issues of dampers.

Obsah

1	Úvod	10
1.1	Firma Alliance Laundry CE s.r.o.	10
1.2	Cíle práce	11
2	Rešerše problematiky tlumičů	12
2.1	Další výrobní značky prádelenské techniky	12
2.2	Výrobce a sortiment tlumičů	13
2.3	Testování tlumičů	13
3	Analýza tepelných poměrů na tlumičích	16
3.1	Měření ohřevu tlumičů	16
3.2	Ukázka naměřených povrchových teplot pro tlumič 120 N	18
3.3	Výsledek měření ohřevu tlumičů	20
4	Analýza obecného pohybu prací jednotky bubnu	21
4.1	Schéma zapojení měřicího stroje a průběh měření	21
4.2	Různé povrchy pro snímání hodnot k měření	22
4.3	Záznam jednoho z měření	23
4.4	Popis programu pro určení odchylek dx , dy , dz	24
4.5	Měření vychýlení v místě umístění tlumičů	26
5	Návrhy variant experimentálního standu	28
5.1	Varianta A	28
5.2	Varianta B	30
5.3	Varianta C	31
5.4	Varianta D	32
6	Konstrukční výpočty pro variantu D	34
6.1	Návrh motoru	35
6.2	Volba ozubeného řemene a řemenice	36
6.3	Volba ložisek a ložiskových těles	39

6.4	Volba frekvenčního měniče	41
6.5	Volba spojky	41
6.6	Snímač síly	41
6.7	Výpočet trvanlivosti ložiska pro Čep 1	42
6.8	Kontrola upevňovacích šroubů	43
7	Popis konstrukčního návrhu standu a jeho předběžná cena	50
	Tabulka (Tab. 7.1.) předběžné ceny standu na životnostní zkoušky tlumičů.	51
8	Závěr	52
9	Poděkování	53
10	Seznam literatury	54
11	Seznam příloh	57

Seznam použitých označení

a	osová vzdálenost	[mm]
a_1	součinitel pravděpodobnosti havárie	[-]
a_{SKF}	součinitel podle podmínek SKF	[-]
c_2	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
d, D	průměr	[mm]
dx, dy, dz	odchylka vzdálenosti	[mm]
e	excentricita	[mm]
f	součinitel vláknového tření	[-]
f_k	součinitel tření	[-]
f_o	součinitel suchého smykového tření	[-]
i	převodový poměr	[-]
k	bezpečnost proti prokluzu	[-]
k_s	statická bezpečnost	[-]
n	otáčky	[ot/min]
s_k	velikost otvoru utahovací klíče	[mm]
v	rychlost	[m/s]
x, y, z	vzdálenosti	[mm]
z	počet zubů v řemenici	[-]
D_d	průměr díry stykové plochy matice	[mm]
F	síla	[N]
C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
L	trvanlivost ložiska	[mil. otáček; hod; let]

M	moment	[Nm]
P	výkon	[W]
P _R	provozní zatížení	[N]
R	rozsah tlumičů	[mm]
R _{1, 2}	reakce	[N]
R _e	mez kluzu	[MPa]
T _u	moment utažení	[Nm]
T _{TZ}	moment třecí v závitech	[Nm]
T _{TM}	moment tření pod hlavou šroubu a maticí	[Nm]
W	průhyb	[mm]
α, β	úhel	[°C]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°C]
ψ	úhel stoupání závitu	[°C]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
ω	úhlová rychlost	[rad/s]

1 Úvod

Ve spolupráci s firmou Alliance Laundry CE s.r.o. se zabývám chováním tlumičů SUSPA v průmyslových pračkách. Pohonná jednotka spolu s bubnem odpružených průmyslových praček je zavěšena na pružinové systémy a její kmity jsou tlumeny pomocí tlumičů, jsou používány třecí tlumiče, jejichž chování není podrobně dokladováno. Jedná se jak o změnu vlastností během pracího cyklu způsobené zejména ohřevem pláště tlumiče, tak o změnu vlastností během dlouhodobého provozu v rámci životnosti pračky.



Obr. 1.1 Průmyslová pračka FX135 [12]

1.1 Firma Alliance Laundry CE s.r.o.

Původní společnost PRIMUS je na trhu již 104 let se zaměřením na výrobu, vývoj a konstrukci prádelenské techniky. Od ledna 2015 se změnilo vlastnictví firmy PRIMUS CE, s.r.o., které nově spadá pod společnost Alliance Laundry CE s.r.o.

Mezi jeho sortiment patří průmyslové pračky, profesionální sušiče a mandly. Alliance Laundry CE s.r.o. dodává vybavení pro komerční samoobslužné prádelny, vlastní soukromé prádelny, hotelové prádelny, prádelny v sociální sféře, nemocnicích, věznicích.



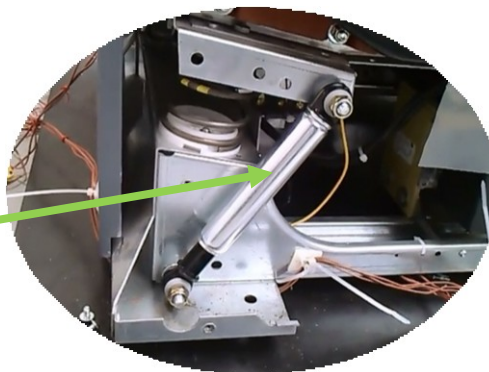
Obr. 1.2 Historie PRIMUS [12]

Pro takto náročný sortiment musí firma Alliance Laundry CE s.r.o. zaručovat kvalitu, spolehlivost, a proto používá tlumiče do svých pracích praček od firmy SUSPA CZ s.r.o. na základě dlouhodobých zkušeností s tímto produktem. Dva třecí tlumiče RD12 jsou

obvykle umístěny v přední části pračky na obrázku (Obr. 1.3) (levý, pravý) a dva v zadní části (levý, pravý).



Obr. 1.3 Uložení předních tlumičů



Obr. 1.4 Detail tlumiče

1.2 Cíle práce

Cílem mé práce je rozbor ověření stability funkcí tlumičů SUSPA během jejich provozu. Jedná se zejména o zjišťování průběhu tlumicích sil v závislosti na čase, průběhu teplot v závislosti na čase a návrh experimentálního standu na dlouhodobé životnostní testování tlumičů SUSPA používaných firmou PRIMUS CE, s.r.o.

Na základě zadání a podrobného rozboru problematiky se zadavatelem práce jsem si stanovila následující cíle práce:

- Rešerše problematiky tlumičů.
- Analýza tepelných poměrů na tlumičích při provozu prací jednotky.
- Analýza obecného pohybu prací jednotky bubnu a prostorový pohyb tlumičů při provozu prací jednotky.
- Návrhy variant experimentálního standu na životnostní zkoušky tlumičů.
- Výpočty vybrané varianty experimentovaného standu.
- Podrobný konstrukční návrh zvolené varianty standu.
- Předběžný rozpočet pro výrobu standu.

2 Rešerše problematiky tlumičů

Poslední dobou vidíme, jak technika hýbe světem a jak nezadržitelně jde stále kupředu. Je tomu tak, i v prádelenské technice. Stále více firem se výrobou praček zabývá.

Pro běžného uživatele v domácnosti jsou známé značky jako BOSH, BEKO, SIEMENS, ELECROLUX, LG, MIELE atd. Tyto pračky se vyrábějí pro objemy prádla kolem 6 kg náplně.

Pro použití v profesionální oblasti, kam patří například veřejné prádelny a specializované prádelny (nemocniční, vojenské a jiné) jsou vyráběny pračky s náplní až 120 kg prádla je možno využít pračky firem CASTOR Unia Gospodarcza Sp. z o.o. (Polsko), TOO InterMedService-AST (Kazachstán) mezi něž patří i Alliance Laundry Systems.

2.1 Další výrobní značky prádelenské techniky

Na komerčním trhu prádelenské techniky je největším poskytovatelem Alliance Laundry Systems. Firma Alliance Laundry Systems. Firma Alliance Laundry CE s.r.o. navrhuje, vyrábí a prodává řadu dalších komerčních vybavení prádelny (například sušiče, žehliče a jiné) ve více než 100 zemích světa. Společnost byla založena v roce 1908. Alliance Laundry Systems vyrábí produkty pod značkami Speed Queen, Huebsch, IPSO, a UniMac.



Obr. 2.1 SpeedQueen [14]



Obr. 2.2 Huebsch [15]



Obr. 2.3 IPSO [16]



Obr. 2.4 Zadní vnitřní strana pračky značky IPSO [16]

2.2 Výrobce a sortiment tlumičů

Firma SUSPA CZ s.r.o. vyrábí plynové pružiny, tlumiče a pneumatické, hydraulické nebo elektrické polohovací systémy. Tlumiče této firmy se rozdělují na tlumiče rázu a kmitu.

Rázy se obvykle tlumí pomocí hydraulických (olejových) tlumičů (Obr. 2.5), jejichž tlumicí prvky transformují kinetickou energii pohybujících se částí na teplo, a tím snižují nežádoucí tvrdé rázy. Hydraulické tlumiče SUSPA můžeme najít u dveří chladniček, těžkých skříní a vík, rozběhových brzd nebo sedadel užitných vozů.



Obr. 2.5 Hydraulický tlumič [21]

Tlumič kmitů (Obr. 2.6) přeměňuje kinetickou energii pohybujících se dílů na tepelnou energii, čímž zachytí nežádoucí kmity, které nevhodně ovlivňuje chod strojů a jejich životnost. Tyto tlumiče kmitů cíleně řídí a kontrolují amplitudy kmitů. Žádoucí je rovnoměrné tlumení, to znamená symetrická rozložení síly v tažném a tlačném směru. Využití tlumičů kmitu může být například u tlumičů řemenic, kmitů motorů nebo automatických praček.



Obr. 2.6 Tlumič kmitů [21]

Na obrázku (Obr. 2.7) je třecí tlumič, jehož úkolem je tlumit kmity. Třecí tlumiče fungují na základě mechanického tření mezi dvěma navzájem pohyblivými částmi. Mají označení např. RD 12 a jsou použity k řešení problematiky tlumičů v mé práci.



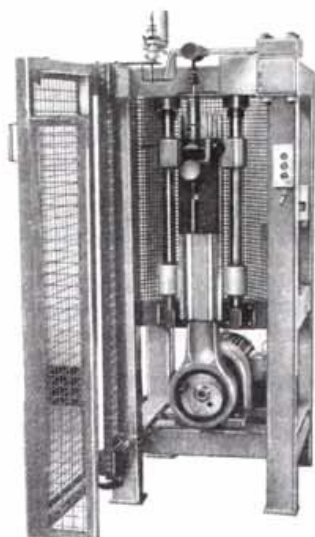
Obr. 2.7 Třecí tlumič [21]

2.3 Testování tlumičů

K získání informací o skutečném chování tlumičů se ve většině případů testuje tlumič, který je demontován ze zařízení. Pomocí různých typů zkoušek, měření a analýz

se vyšetří tlumič, který je vybuzen k činnosti simulující reálný pohyb. Důvodem těchto testů je zdokonalení vývoje tlumičů, nebo zjištění závady vedoucí k reklamaci. Zatěžování tlumiče se provádí mechanicky, hydraulicky nebo pneumaticky.

Mechanický pohon pro testování tlumičů je nejčastěji řešen pomocí klikového mechanismu a křížáku (Obr. 2.8). Spodní část tlumiče je zachycena křížákem, vrchní část tlumiče je spojena s cejchovaným měřícím článkem síly, jehož průhyb se pomocí pákových převodů zaznamenává do grafů. Výsledkem je průběh tlumených sil při celém zdvihu tlumiče. Výhodou mechanických měřících stolic je konstrukční jednoduchost, která adekvátně vyváží pevně daný tvar budícího cyklu.



Obr. 2.8 Mechanické zařízení na principu klikového mechanismu [22]



Obr. 2.9 Tester gillop 1.4 [23]

Mechanická konstrukce testeru Gillop 1.4 na obrázku (Obr. 2.9) je složena z nosné části stolice a příčkou vyztužené stojiny. Konstrukce zajišťuje dostatečnou tuhost, která zabezpečí zachycení silových reakcí od tlumiče i při vyšších rychlostech a vyřadí nežádoucí projevy vibrací. Základní pohyb je vyvolán klikovým mechanismem s křížákem. Mechanismus je přes řemenový převod poháněn stejnosměrným elektromotorem, a otáčky řídí tyristorový regulátor.

Hydraulický pohon pro testování tlumičů je většinou řešen jako počítačem řízené hydraulické pulsátory (Obr. 2.10). Tato hydraulické měřící stanice mají vysokou nastavitelnost pohonných režimů (sinus, stupňovitý, čtvercový atd.), pomocí řídicího

softwaru se můžou měřicí režimy kombinovat do různých měřících cyklů, což představuje snížení doby testování.

Výhodou hydraulického pohonu je testování tlumičů při dlouhodobých životnostních zkouškách.

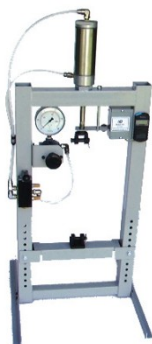


Obr. 2.10 Hydraulická měřicí stolice MTS 850 [18]



Obr. 2.11 Servohydraulický zkušební stroj z řady HB [18]

Pneumatický pohon z hlediska testování tlumičů není příliš rozšířený, nicméně má jednodušší konstrukční provedení a dokonce z pohledu na hydraulické pohony je pořizovací cena pro pneumatický pohon levnější. Nevýhodou je energeticky drahý provoz při nízké celkové účinnosti a malá tuhost mechanismu, která je dána stlačitelností vzduchu. Jedním z výrobců těchto zařízení je firma ND-Tech. Na obrázku (Obr. 2.12) je zobrazeno jedno z jejich pneumatických zařízení.



Obr. 2.12 Pneumatické zařízení E-5 ShockDyno [19]

3 Analýza tepelných poměrů na tlumičích

Jedním z parametrů, který může ovlivnit dynamické chování tlumiče je teplota. Je možné předpokládat, že zvýšení teploty třecích ploch zvýší viskozitu mazacího prostředku tlumičů a sníží třecí účinky, čímž sníží sílu, kterou vyvodí tlumič. Aby bylo možno správně nastavit metodiku měření tlumičů, je nutno ověřit reálné teploty vznikající na tlumiči při provozu pračky.

Hodnoty průběhu teplot v této kapitole mé práce jsou převzaty ze zprávy Měření ohřevu tlumičů u pračky FX135 [24]

3.1 Měření ohřevu tlumičů

Pro firmu Alliance Laundry CE s.r.o. bylo provedeno měření ohřevu tlumičů u pračky FX135 firmou Top ENERGO OSTRAVA s.r.o. Měření vzniklo za účelem zjištění maximální dosahované teploty tlumičů při odstředování a vlivu opakovaných pracích cyklů na jejich dosahované povrchové teploty.

Testované tlumiče SUSPA byly řady RD a byly postupně namontovány a měřeny tlumiče s různým odporem a to typu 120 N; 140 N; 160 N (± 30 N); 180 N (± 30 N).

Měření bylo provedeno pomocí nabodovaných termočlánků Omega (Obr. 3.2), které byly připojeny kompenzačním vedením k snímacímu zařízení Solarton-Schlumberger, kde byly zaznamenány měřené teploty po celou dobu testování.

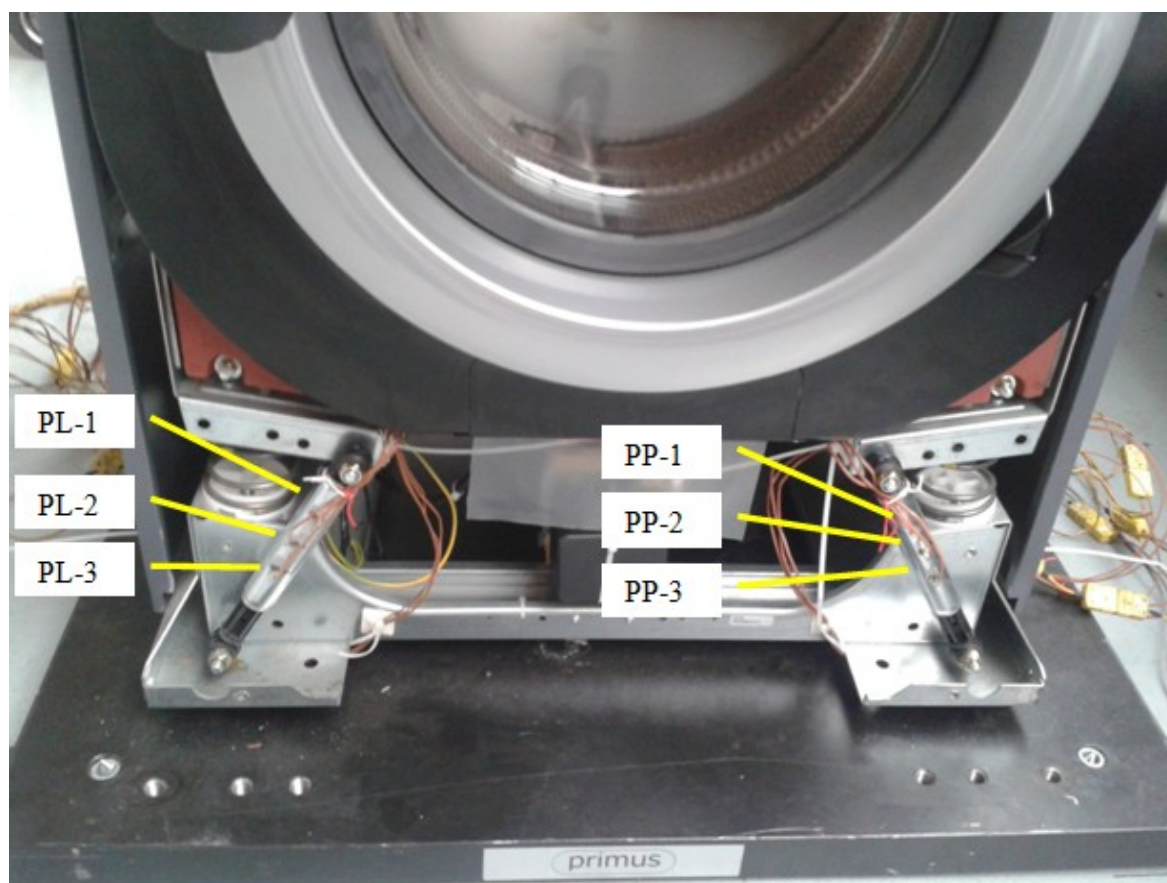


Obr. 3.1 Průmyslová pračka
FX 135 [12]

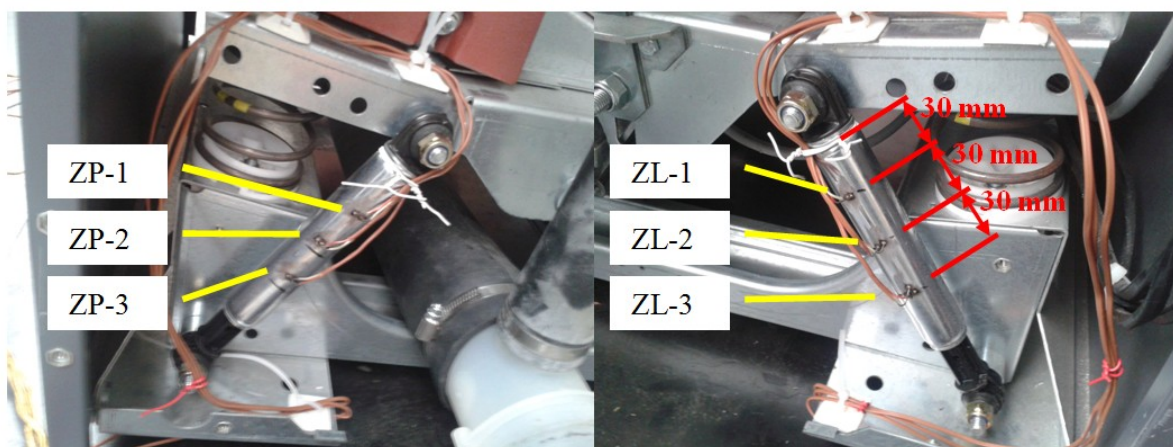


Obr. 3.2 Termočlánek SA1XL-K-SRTC [20]

Pračka FX 135 obsahuje čtyři stejné tlumiče, z toho dva přední (viz Obr. 3.4), (označení PL - přední levý, PP - přední pravý) a dva zadní tlumiče (viz Obr. 3.3), (označení ZL - zadní levý, ZP - zadní pravý). Na každém tlumiči byly zabudovány tři termočlánky ve vzdálenosti 30 mm, 60 mm a 90 mm od horní hrany tlumiče, tzn., že měřicí systém měl ze čtyř tlumičů 12 měřících bodů a další dva z okolí pračky ve vzdálenosti 50 mm a ve výšce 100 mm od pračky.



Obr. 3.4 Přední měřící místa na tlumičích pračky FX 135



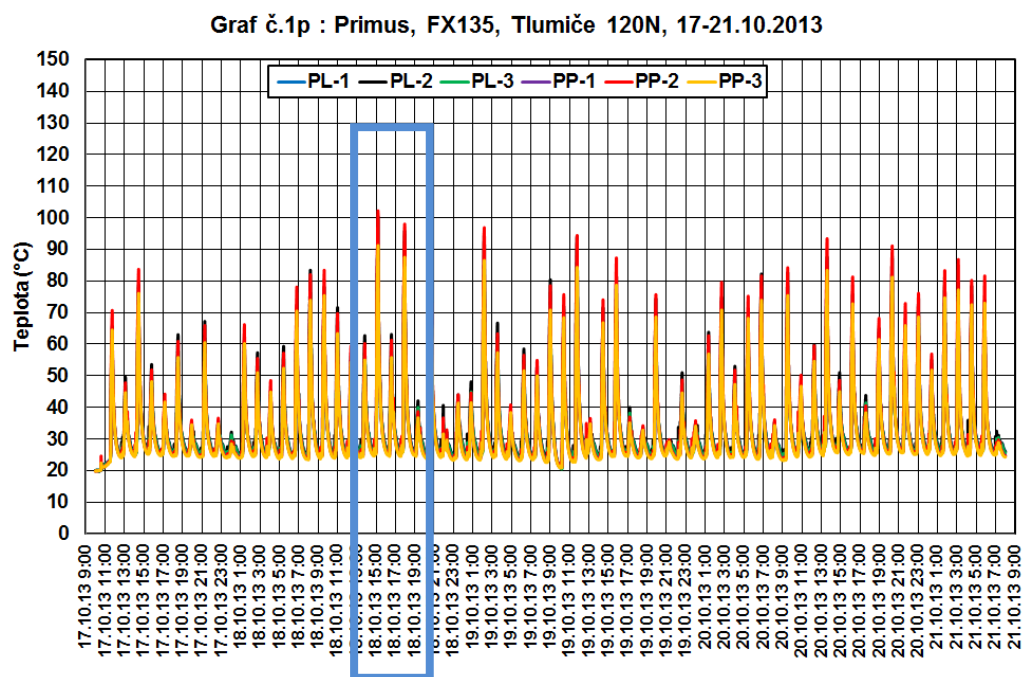
Obr. 3.3 Zadní měřící místa na tlumičích pračky FX135

3.2 Ukázka naměřených povrchových teplot pro tlumič 120 N

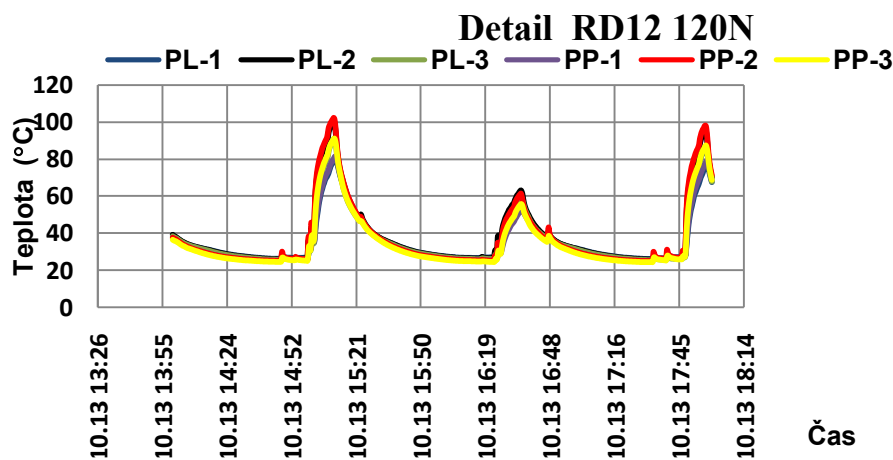
Prací cyklus trval 94 minut a 1 sekundu. Během měření byla okolní teplota kolem 20 °C. Na obrázku (Obr. 3.5) jsou uvedeny naměřené hodnoty pro přední tlumiče typu 120 N, kde se teplota tlumičů nejčastěji pohybovala kolem 25 °C.

Maximální teplota se vyskytovala obvykle v 29 minutě pracího cyklu

Maximální teplota tlumiče 120 N pro celý měřený soubor pracích cyklů 102,2 °C byla naměřena pro přední pravý tlumič. Hodnoty měření dalších typů tlumičů viz [27].

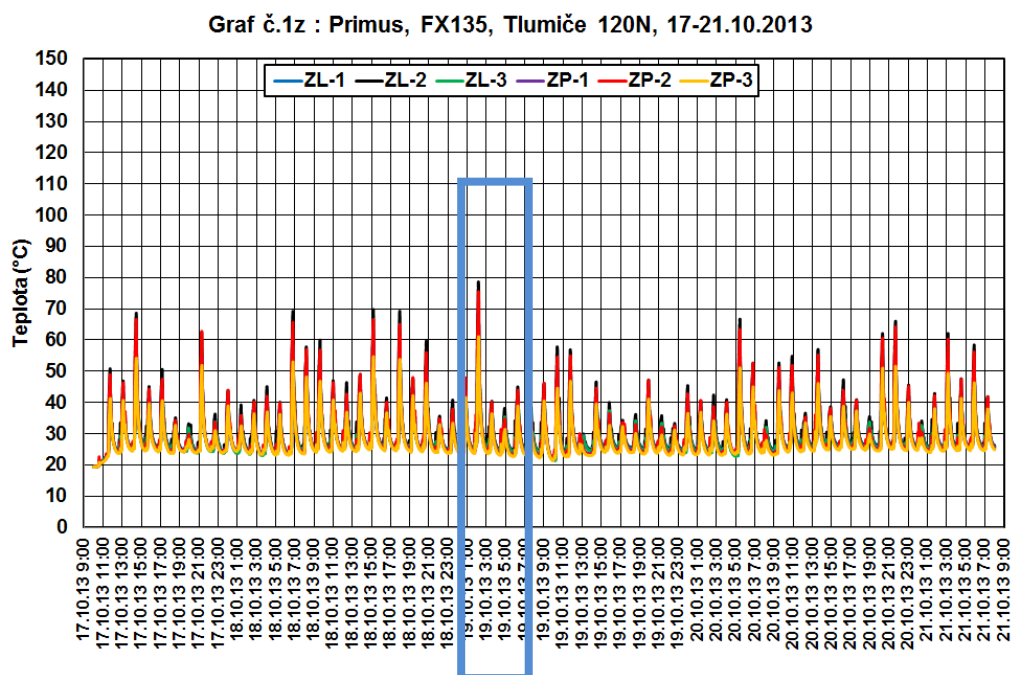


Obr. 3.5 Průběh teplot na předních tlumiči RD12 120N

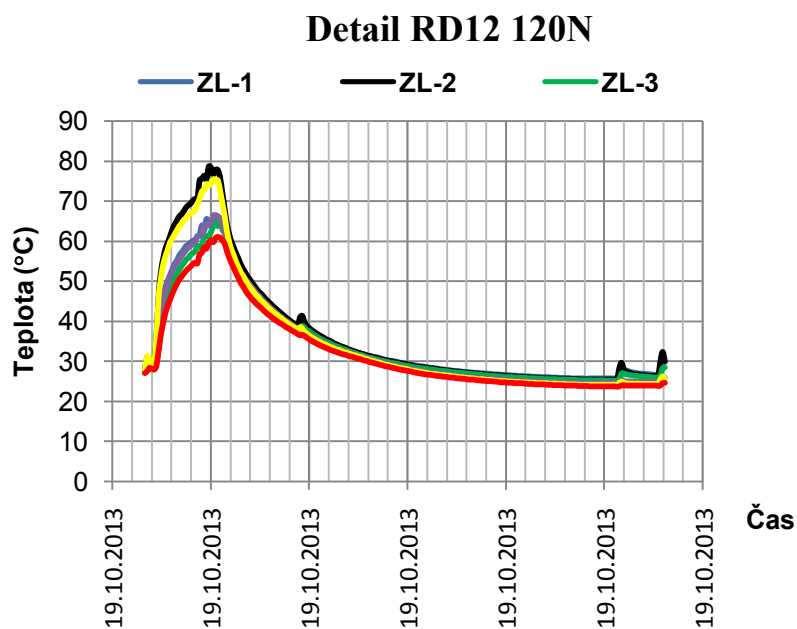


Obr. 3.6 Detail průběhu teplot na předních tlumičích

Na obrázku (Obr. 3.7) je průběh teplot z měření ohřevu teploty tlumičů pro zadní tlumiče.



Obr. 3.7 Průběh teplot naměřených na zadních tlumičích



Obr. 3.8 Detail průběhu teplot na zadních tlumičích

3.3 Výsledek měření ohřevu tlumičů

Pro 4 typy tlumičů 120 N; 140 N; 160 N (± 30 N); 180 N (± 30 N) jsou v následující tabulce (Tab. 3.1) uvedeny maximální a minimální teploty nejčastěji se vyskytující povrchové teploty tlumičů z celého měřeného souboru pracích cyklů. Teploty okolí pračky se pohybovaly v rozmezí od 15,5 °C do 26 °C.

Největší teplotní výkyvy se projevují u předních tlumičů v místech PL2 a PP2.

Nejmenší maximální teplota 100,9 °C, byla zaznamenána tlumičem typu 140 N a největší maximální teplotu 146,5 °C byla zaznamenána tlumičem typu 180 N (± 30 N). Tato teplotní maxima se vyskytují v pracovním režimu krátkodobě, ale negativně se mohou projevit na chování tlumičů.

Tab. 3.1 Vyhodnocení teplot pro testované tlumiče

Termočlánky		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14
Umístění T(1/4)		PL1	PL2	PL3	PP1	PP2	PP3	ZL1	ZL2	ZL3	ZP1	ZP2	ZL3	okoli	okoli
120N	MAX	80,8	100,5	91	81,5	102,2	91,2	65,9	78,6	65,7	66,5	75,5	61,1	23	20,7
	MIN	19,9	19,7	19,7	19,8	19,8	19,8	19,4	19,4	19,4	19,3	19,3	19,3	15,5	17
	MODE	26,6	26,2	25,3	25,4	25,1	24,8	26,3	26	25,8	25,6	25,1	24,9	20,3	18,8
140N	MAX	81,4	100,5	85,7	84	100,9	85,1	65,8	85,1	68,9	69,6	82,9	66	19,8	19
	MIN	22,5	22,6	22,6	22,5	22,6	22,6	22,6	22,5	22,5	22,5	22,4	22,3	23,5	21,6
	MODE	27,8	27,2	26,9	26,9	26,8	26	27,9	27,7	27,4	26,6	26,2	25,9	21,5	19,4
160 ± 30 N	MAX	98,5	123,3	100,3	102,7	125,6	102,5	74,9	93,3	76,3	46,6	52,5	45,7	26	20,6
	MIN	20	20,1	20	19,9	20	20	20,2	20,2	20,2	20,1	20	20	18,2	18,2
	MODE	26,2	25,9	25,5	25,5	25,2	24,8	26,3	25,9	25,7	24,5	24,4	23,9	20,2	19,2
180 ± 30 N	MAX	97,3	132,8	124,1	107,2	146,5	135,3	73,5	100,8	86,8	84,8	101,8	83,4	22	19,6
	MIN	16,4	16,3	16,3	16,4	16,4	16,4	16,4	16,4	16,4	16,4	16,4	16,3	16,2	15,3
	MODE	16,7	16,7	16,7	16,8	16,8	16,8	26	16,7	16,7	24,5	24,2	16,7	18,8	17,8

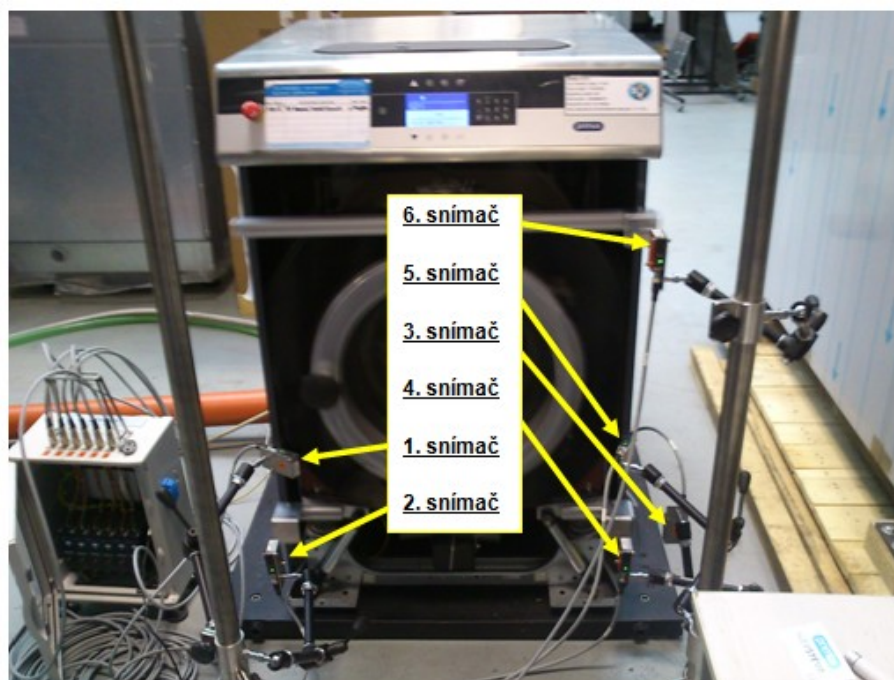
4 Analýza obecného pohybu prací jednotky bubnu

Dalším parametrem, který je potřebný pro testování tlumičů, je jeho pohyb. Jedná se zejména o zdvih, ale významný je i pohyb ve směru kolmém k ose tlumiče. Tyto informace jsou známy pouze na základě virtuálních simulací dynamiky odpružené části prací jednotky. Tyto simulace jsou ovšem ovlivněny okrajovými podmínkami, v tomto případě zejména dynamickým chováním tlumičů. Pro provádění simulace je použit konstantní dynamický odpor tlumiče, což nemusí odpovídat realitě.

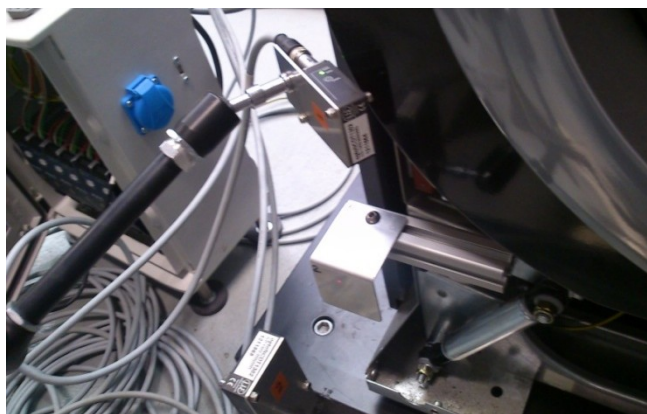
Proto bylo provedeno měření obecného pohybu na pracím stroji FX135. Měření bylo prováděno katedrou aplikované mechaniky VŠB-TU Ostrava, na němž jsem se podílela tím, že jsem se zúčastnila měření a provedla jsem technickou zprávu Měření obecného pohybu pracího stroje FX135 a technický manuál Popis měřicího zařízení a programu vyhodnocení viz [28] [29].

4.1 Schéma zapojení měřicího stroje a průběh měření

Zařízení pro měření trajektorie pohybu bubnu na obrázku (Obr. 4.1) se skládá ze čtyř vodorovných a dvou svislých laserových snímačů, které zaznamenávají do počítače vzdálenost snímaného povrchu při pohybu prací jednotky.



Obr. 4.1 Zařízení pro měření trajektorie pohybu



Obr. 4.2 Detail 1. a 2. laserového snímače

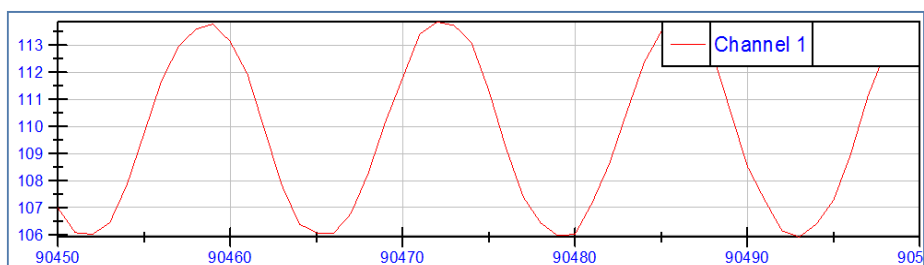
4.2 Různé povrchy pro snímání hodnot k měření

Na začátku byla provedena tři kontrolní měření, která zjišťovala vliv snímací plochy na měření. Byly ověřovány tři typy odrazných povrchů pro laserové snímače a to:

1. neupravený povrch nerezového plechu,
2. povrch upraven instalací lesklého povrchu - přilepen plátek alobalu,
3. povrch upraven nalepením smirkového papíru KL 371x80,

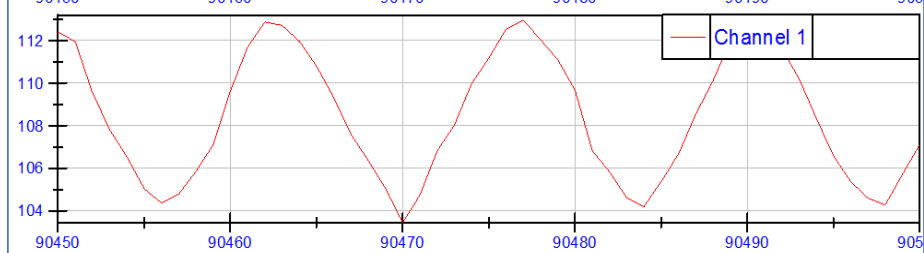
Graf č. 1

základní povrch



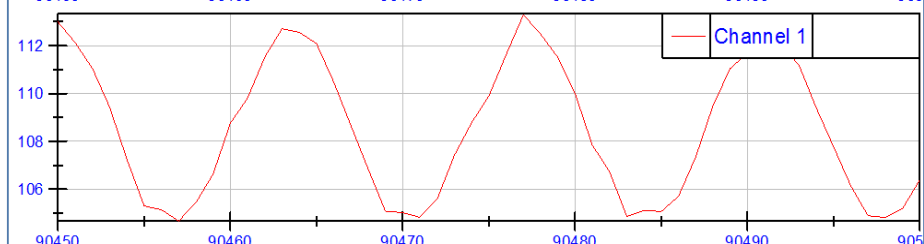
Graf č. 2

lesklý povrch



Graf č. 3

brusný papír



Obr. 4.3 Naměřené 3 grafy pro různé materiály snímaného povrchu

Na horním grafu obrázku (Obr. 4.3), který odpovídá neupravenému povrchu je hladký průběh sinusového charakteru, který odpovídá teoreticky předpokládanému pohybu měřeného povrchu.

Prostřední graf odpovídá lesklému povrchu, kde jde vidět poněkud zkreslený průběh.

Dolní průběh, odpovídající smirkovému povrchu má podle předpokládaného sinusového pohybu ještě větší nepřesnost než u povrchu lesklého.

Všechny grafy zobrazují stejný úsek, kdy byla pračka v ustáleném stavu při odstředování.

Na základě tohoto experimentu bylo rozhodnuto, využít pro následné měření neupravený povrch prací jednotky.

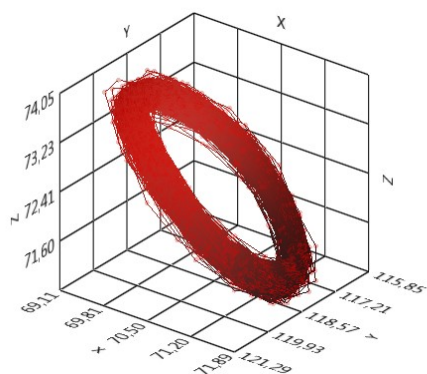
4.3 Záznam jednoho z měření

Při měření byly zaznamenávány hodnoty pro celý pracovní cyklus. Pro zobrazení obecného pohybu bubnu na následujících grafech jsem zvolila část záznamu od 100000 do 150000 zaznamenaných vzorků. S počátečními hodnotami $x = 0$, $y = 0$, $z = 0$. Výsledky odchylek vzdáleností

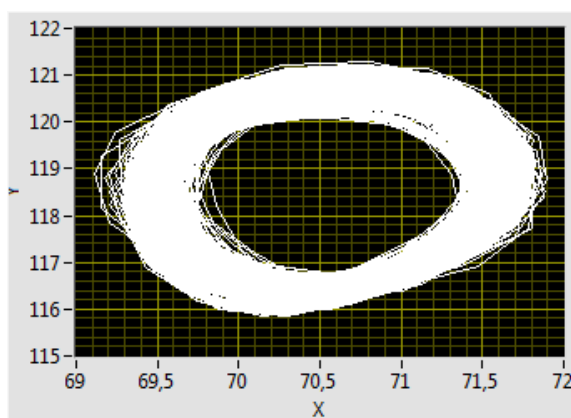
$dx = 2,781 \text{ mm}$,

$dy = 5,434 \text{ mm}$,

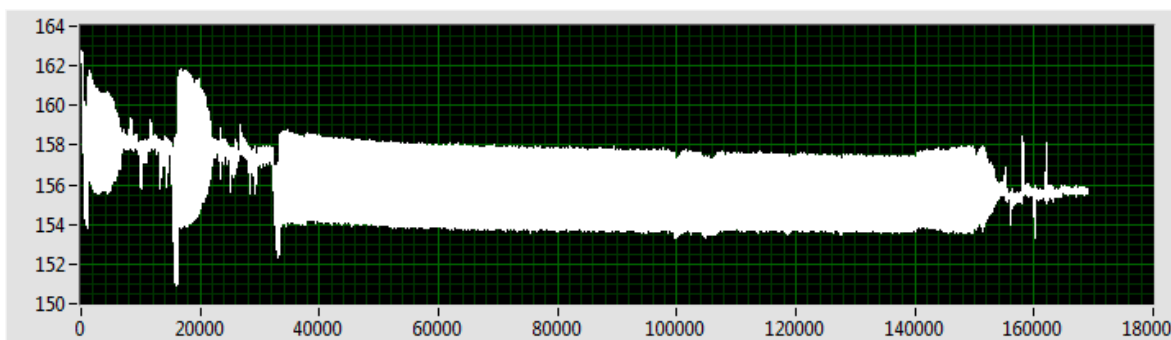
$dz = 3,269 \text{ mm}$.



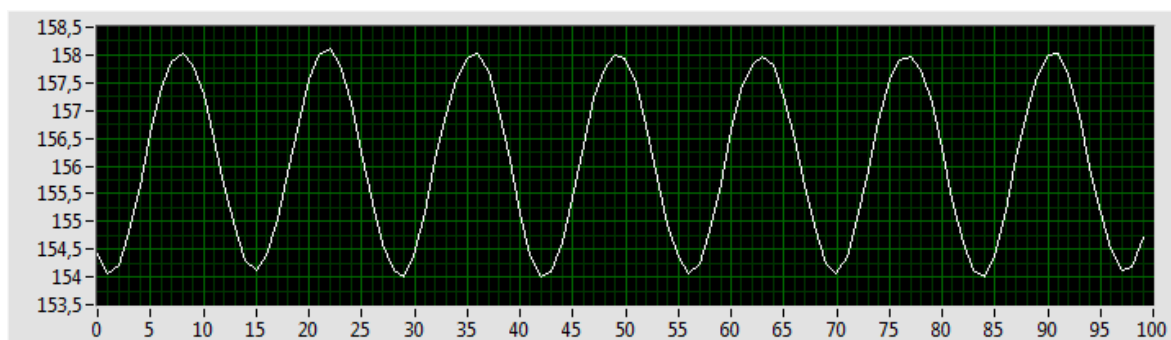
Obr. 4.4 3D model



Obr. 4.5 Pohyb pračky FX135 v ose x-y



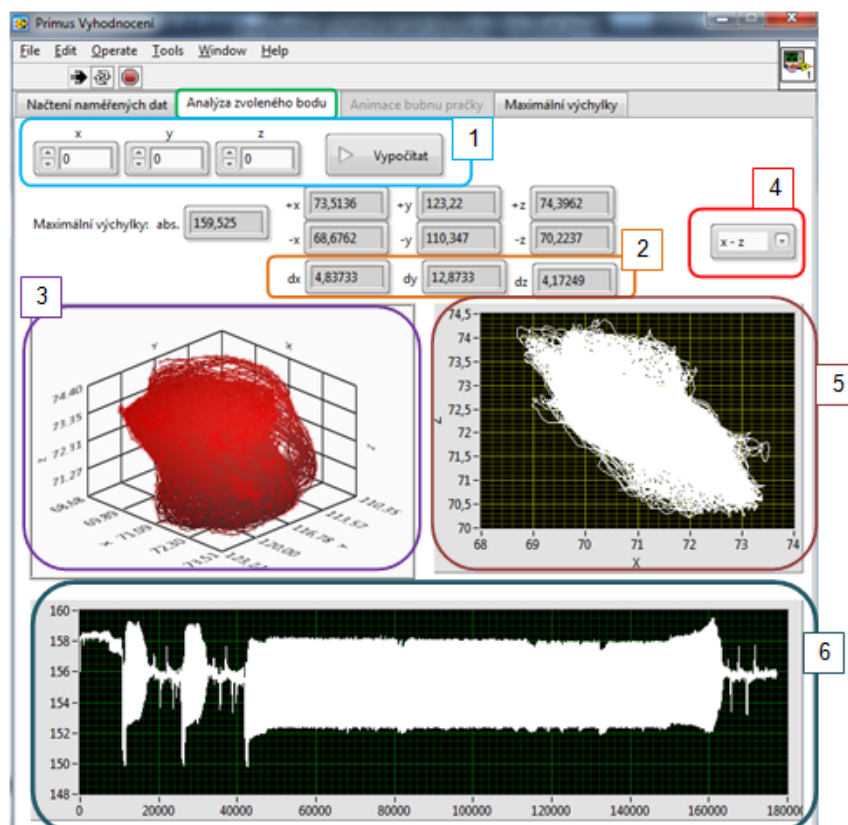
Obr. 4.7 Graf v závislosti amplitudy na čase



Obr. 4.6 Graf z ustáleného stavu z naměřených hodnot ze 7. měření

4.4 Popis programu pro určení odchylek dx , dy , dz

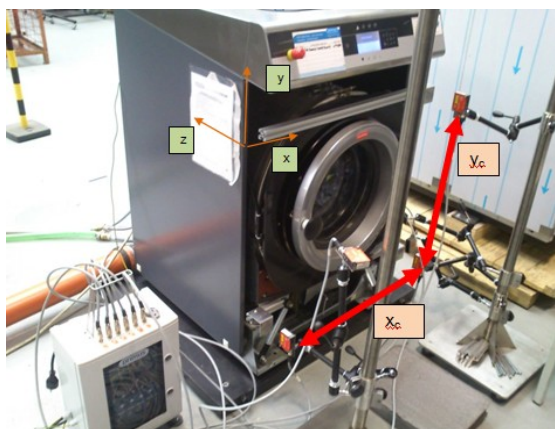
K získání vyhodnocení hodnot z měření obecného pohybu prací jednotky jsem využila programu „Primus-Vyhodnocování“, jehož autorem je Ing. Martin Fusek, Ph.D. a pro který jsem zároveň vytvořila manuál [29]. Na obrázku (Obr. 4.8) je vyobrazeno okno programu, který vyhodnocuje odchylky vzdálenosti v místech měřených bodů



Obr. 4.8 Program „Primus-Vyhodnocování“

Program vždy načte zvolený soubor v přednastaveném rozsahu naměřených dat (graf s číslem 6 na obrázku (Obr. 4.8) a pro zadané hodnoty x , y , z (v oblasti s číslem 1), vypočte relativní odchylky dx , dy , dz (v oblasti s číslem 2) a zobrazí data v 3D grafu (graf 3) a ve zvolené rovině (graf 5).

Uvedené odchylky jsou určeny pro pravoúhlý souřadnicový systém, kde poloha jednotlivých os je uvedena na obrázku (Obr. 4.9).



Obr. 4.9 Osy x, y, z průmyslové pračky FX135 a x_c, y_c pro testovací zařízení

4.5 Měření vychýlení v místě umístění tlumičů

V následujících tabulkách jsou hodnoty X, Y, Z naměřené vzdálenosti od středu šroubu v horní části tlumiče ke středu snímací plochy. Hodnoty dx, dy, dz znázorňují pohyb vychýlení od klidové hodnoty.

LTP - levý tlumič přední, PTP - pravý tlumič přední, LTZ - levý tlumič zadní, PTZ - pravý tlumič zadní. Sedm měření bylo prováděno pro typy náplně pračky:

1. gumové bloky o hmotnosti 13,5 kg simulující průměrnou nevývahu prádla,
2. prádlo tvořené suchými riflemi,
3. prádlo tvořené mokrými riflemi.

Tab. 4.1 -1. měření obecného pohybu s náplní gumových bloků

1. měření	Rozsah 8-:177200			Odchylky		
	X	Y	Z	dx	dy	dz
LTP	155	10	60	4,514	9,975	3,522
PTP	155	10	60	4,514	9,975	3,522
LTZ	155	10	735	4,334	11,468	3,657
PTZ	155	10	735	4,334	11,468	3,657

Tab. 4.2 - 4. měření obecného pohybu se suchými riflemi

4.měření	Rozsah 60000-177200			Odchylky		
	X	Y	Z	dx	dy	dz
LTP	155	10	60	5,159	8,974	2,729
PTP	155	10	60	5,159	8,974	2,729
LTZ	155	10	735	3,485	5,021	2,883
PTZ	155	10	735	3,485	5,021	2,883

Tab. 4.3-5. měření obecného pohybu s mokrými riflemi

5.měření	Rozsah 8-177200			Odchylky		
	X	Y	Z	dx	dy	dz
LTP	155	10	60	5,497	11,699	3,406
PTP	155	10	60	5,497	11,699	3,406
LTZ	155	10	735	4,320	12,494	3,510
PTZ	155	10	735	4,320	12,494	3,510

Hodnoty odchylek v místě uchycení tlumičů k odpružené části

Maximální hodnoty odchylek v místech tlumičů ze všech měřených souborů. Časový rozsah jsem zvolila v místě ustálení amplitudy od 8 – 177200 s. Výsledné odchylky x_{155} ,

y_{10} a z_{60} , nebo z_{735} mají své indexy podle vzdálenosti horního středu díry tlumiče k počáteční hodnotě začátku souřadnicového systému měřícího zařízení [28].

Levý a pravý přední tlumič má maximální hodnoty vychýlení v 5. měření [28].

Levý a pravý zadní tlumič má maximální hodnoty vychýlení v 5. měření [28].

$$x_{155} = 5,497 \text{ mm}$$

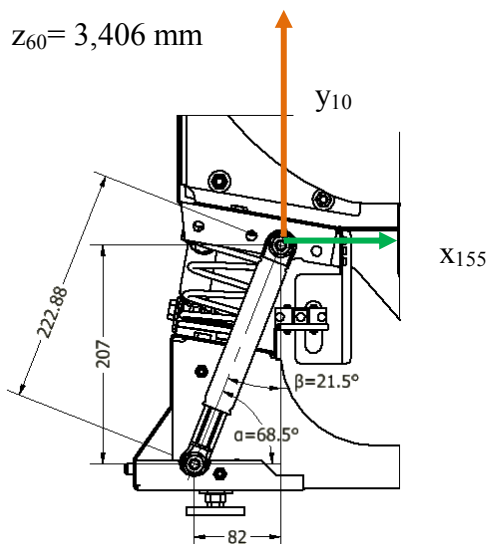
$$x_{155} = 4,320 \text{ mm}$$

$$y_{10} = 11,699 \text{ mm}$$

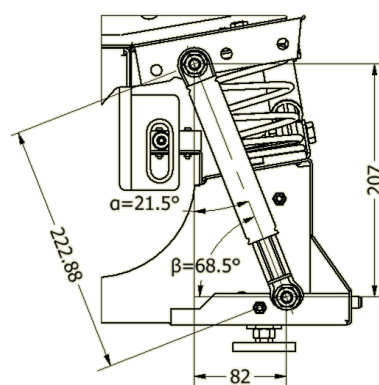
$$y_{10} = 12,494 \text{ mm}$$

$$z_{60} = 3,406 \text{ mm}$$

$$z_{735} = 3,510 \text{ mm}$$



Obr. 4.11 Rozměry měřeného PL tlumiče



Obr. 4.10 Rozměry měřeného ZL tlumiče

Z obrázku (Obr. 4.11) a (Obr. 4.10) jsem získala úhel α a β .

Výpočet zdvihu PL - předního levého a pravého tlumiče:

$$x = \frac{x_{155}}{\cos \alpha} = \frac{6,123}{\cos 68,5} = 14,9 \div 15 \text{ mm} \quad (4.1)$$

$$y = \frac{y_{10}}{\cos \beta} = \frac{11,699}{\cos 21,5} = 12,5 \div 13 \text{ mm} \quad (4.2)$$

$$z = \frac{z_{60}}{\cos 90} = \frac{3,406}{0} = 0 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Výpočet zdvihu zadního ZL levého a pravého tlumiče:

$$x = \frac{x_{155}}{\cos \beta} = \frac{4,320}{\cos 68,5} = 11,7 \div 12 \text{ mm} \quad (4.4)$$

$$y = \frac{y_{10}}{\cos \beta} = \frac{12,494}{\cos 21,5} = 13,4 \div 13 \text{ mm} \quad (4.5)$$

$$z = \frac{z_{735}}{\cos 90} = \frac{3,510}{0} = 0 \text{ mm} \quad (4.6)$$

5 Návrhy variant experimentálního standu

Na základě vstupních informací o tlumičích SUSPA, konzultace se zadavatelem práce a z výsledků měření obecného pohybu jsem určila parametry nutné pro sestavení zkušebního standu na životní zkoušky tlumičů. Tyto parametry jsou následující:

- testované tlumiče RD12 typu 60N; 80N; 100N; 120N; 140N; 160N; 180N; 200N; 250N;
- uložený tlumič typu 120 N v práci pračky FX135 je nastavený na základní délku 222,8 mm;
- možnosti variantního rozsahu (R), jak pro různé typy tlumičů, tak různé uložení v jiných typech průmyslových praček je od 113,5 mm do 293 mm;
- pohyb předních tlumičů v ose $(x; y; z) = (15; 13; 0)$;
- pohyb zadních tlumičů v ose $(x; y; z) = (12; 13; 0)$;
- průměr díry z obou stran tlumiče a má hodnotu 8 mm;
- četnost zdvihů tlumiče ovlivňují otáčky pračky při odstředování 1075 ot/min pro typ FX135 a maximální hodnota otáček při odstředování 1400 ot/min pro typ SC65;

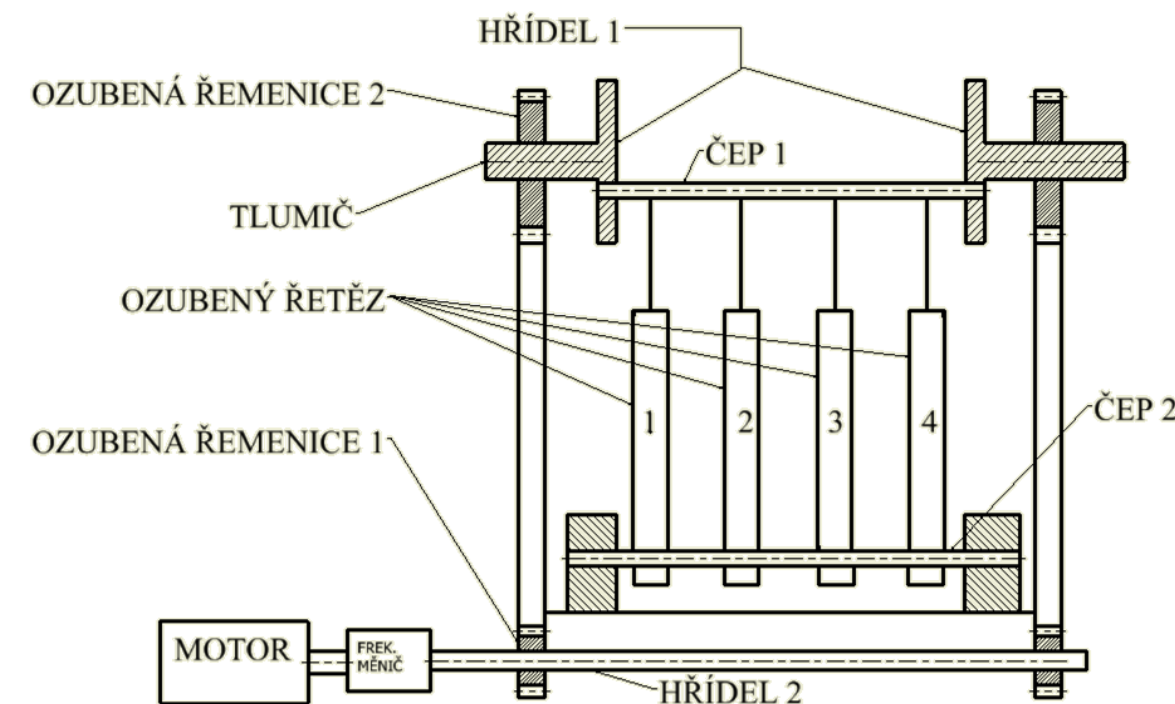
Vzhledem k požadavku jednoduché konstrukce převážně z komponentů, které jsou běžně k dispozici ve firmě, jsem se rozhodla použít mechanický způsob zatěžování pomocí klikového hřídele s možností nastavení velikosti zdvihu tlumiče a s pohonem elektromotorem, který umožní regulaci otáček frekvenčním měničem a tím regulaci četnosti zdvihů tlumiče.

5.1 Varianta A

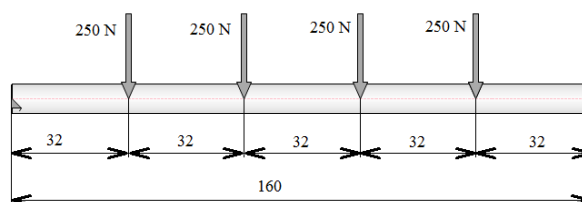
V prvním kroku návrhu variant jsem se zaměřila na využití měření čtyř tlumičů stejného typu současně. Schéma navrženého řešení je na následujícím obrázku (Obr. 5.1).

Základním principem této varianty je umístění všech čtyř tlumičů na společný čep umístěný excentricky v „klice“, uložené v ložiscích a poháněné pomocí dvou ozubených řemenů. Dva řemeny jsem zvolila proto, aby excentricky umístěná „klika“ byla souměrně unášena ve dvou podporách. Ozubené řemeny jsem navrhla z důvodu dobrých mechanických vlastností, nízké hlučnosti, vysoké odolnosti vůči oděru, nízkým nákladům na údržbu, vysoké pružnosti a možnosti velmi vysokých obvodových rychlostí.

Čep 1 na obrázku (Obr. 5.1) kontroluji pomocí výpočtu z programu Autodesk Inventor Professional 2014.



Obr. 5.1 Schéma a popis varianty A



Obr. 5.2 Rozložení sil na čep 1

Z programu jsem vyhodnotila průhyb (W [mm]) a ohybové napětí (σ_o [MPa]) pro Čep 1.

Průhyb Čepu 1:

$$W = 1,56 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Průběh ohybového napětí:

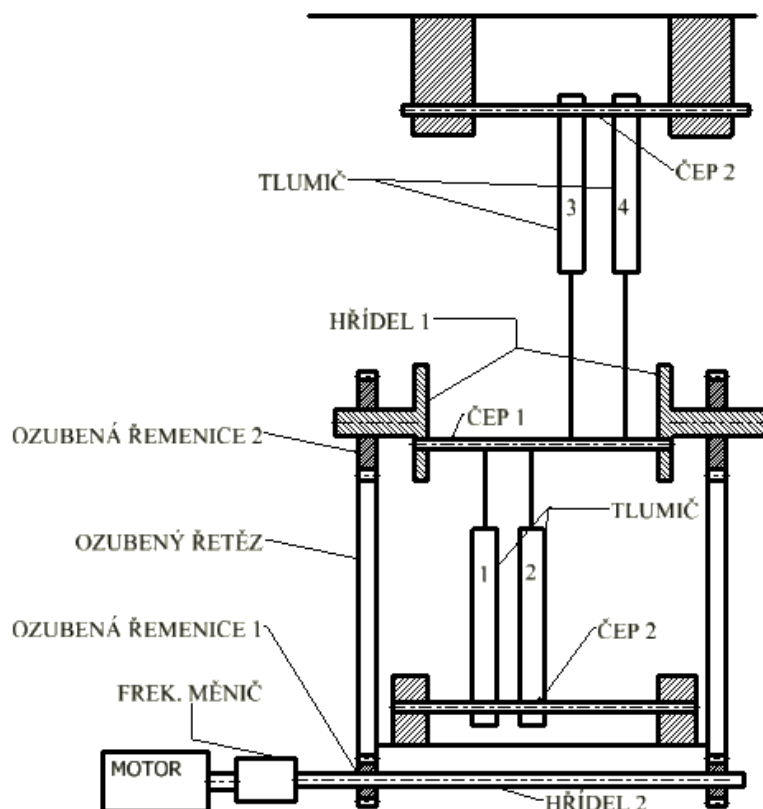
$$\sigma_o = 477,7 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

Výpočet bezpečnosti k_s [-] pro materiál 11500, kde mez kluzu R_e je 245 [MPa] a dovolenou bezpečnost k_d volím 1,5 podle [1] pro všechny navrhované varianty.

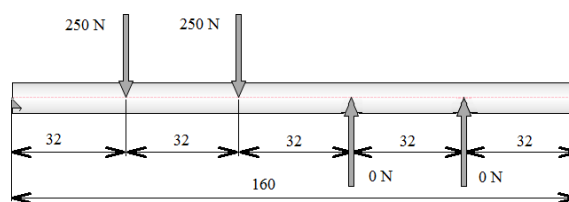
Protože předpokládám použití materiálu čepu 11500 s mezí kluzu 245 [MPa] je výsledná napjatost zcela nevyhovující a navrhované řešení je nevyhovující.

5.2 Varianta B

Pro zlepšení napjatosti v místě Čepu 1 jsem navrhla variantu B, která se od předchozí liší protilehlým umístěním tlumičů. Základní schéma je na obrázku (Obr. 5.3), kde jsou znázorněna umístění 4 tlumičů. Rozložení sil Čepu 1 je na obrázku (Obr. 5.4) a následné výpočty jsou vygenerovány z programu Autodesk Inventor Profesional 2014.



Obr. 5.3 Schéma a popis varianty B



Obr. 5.4 Působení sil na Čep 1

Čep jsem opět namodelovala v programu Autodesk Inventor Profesional 2014 a zjistila následující výsledky:

Průhyb Čepu 1:

$$W = 0,79 \text{ mm} \quad (5.3)$$

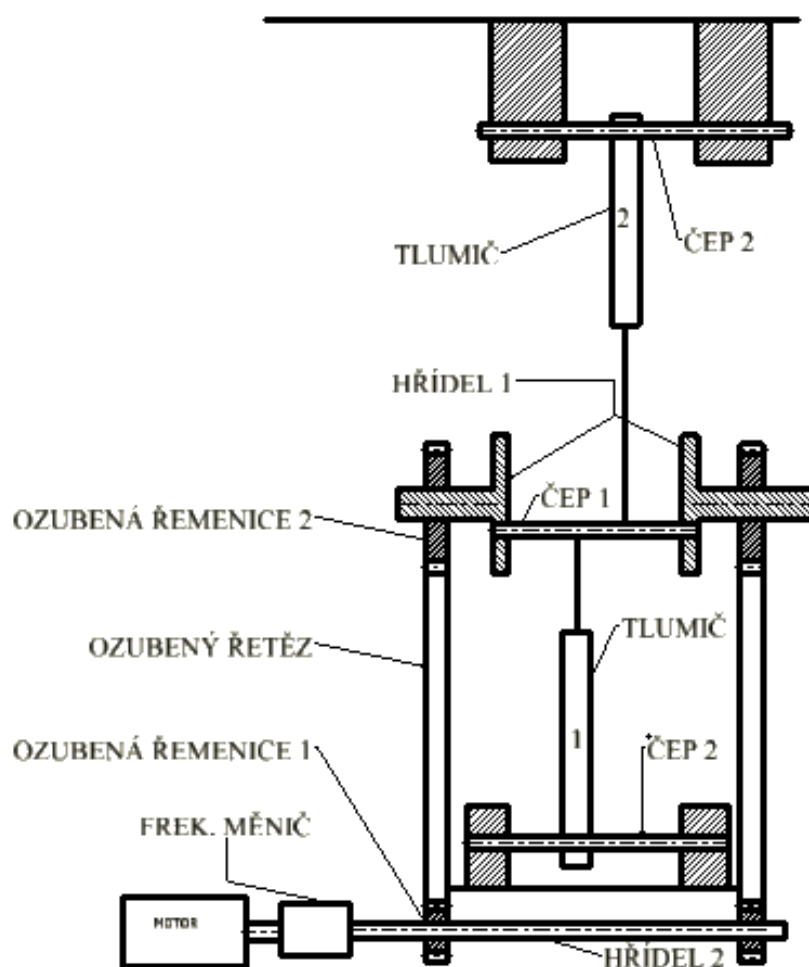
Maximum ohybového napětí:

$$\sigma_o = 286,7 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

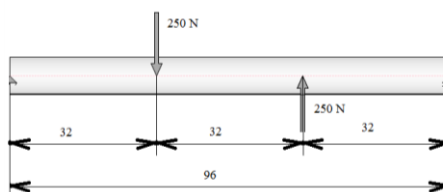
Přes snížení tohoto napětí vůči variantě A, je hodnota napjatosti stále nevyhovující.

5.3 Varianta C

Na základě výsledků předchozích variant pro 4 tlumiče jsem zvolila variantu C pro 2 tlumiče uložené naproti sobě, jak je vidět na obrázku (Obr. 5.5). Na obrázku (Obr. 5.6) je rozložení sil Čepu 1 a následné výpočty pro tento Čep 1 vygenerované z programu Autodesk Inventor Profesional 2014.



Obr. 5.5 Schéma a popis varianty C



Obr. 5.6 Rozložení sil na čep 1

Průhyb Čepu 1:

$$W = 0,01 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Průběh ohybového napětí:

$$\sigma_o = 53,1 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

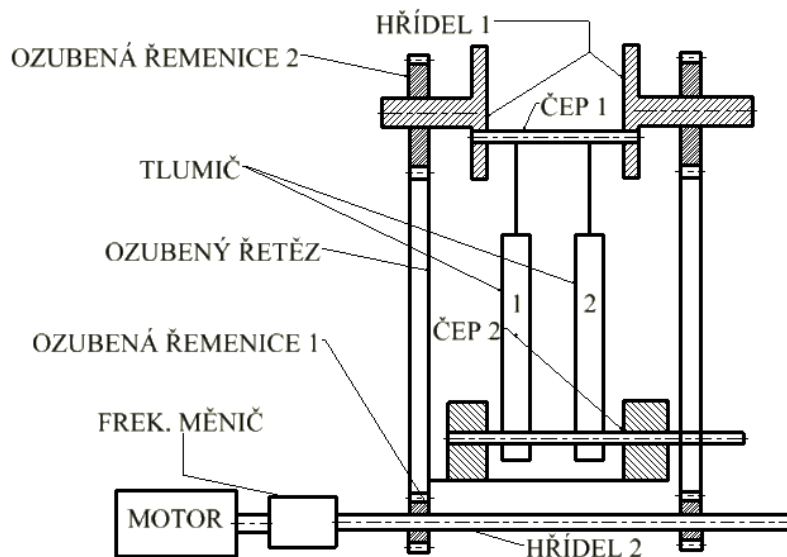
Výpočet bezpečnosti k_s pro materiál 11 500, kde mez kluzu Re je 245 MPa.

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_o} = \frac{245}{53,1} = 4,6 \quad (5.7)$$

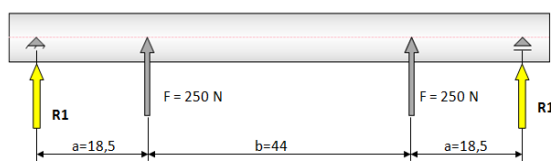
Průhyb čepu 1 je zanedbatelný 0,01 [mm], ohybové napětí je vyhovující 53 [MPa]. Statická bezpečnost vyhovuje podmínce, ale Čep 1 je naddimenzovaný. Prostor této varianty je rozsáhlý.

5.4 Varianta D

Pro zmenšení varianty C na menší počet komponentů jsem zvolila variantu D, kde jsem uložila dva tlumiče vedle sebe (viz. Obr. 5.7). Schéma sil na Čepu 1 jsem zobrazila na obrázku (Obr. 5.8).



Obr. 5.7 Schéma a popis varianty D



Obr. 5.8 Rozložení sil na Čepu 1

Výpočet reakcí z průběhu sil vygenerovaný z programu Autodesk Inventor Profesional 2014.

$$R1 = 249,7 \text{ N} \doteq 250 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$R2 = 249,7 \text{ N} \doteq 250 \text{ N} \quad (5.9)$$

Výpočet momentu vygenerovaný z programu Autodesk Inventor Profesional 2014.

$$M_{\max(l=72 \text{ mm})} = 6,8 \text{ Nm} \quad (5.10)$$

Výpočet průhybu vygenerovaný z programu Autodesk Inventor Profesional 2014.

$$W = 0,08 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Výpočet ohybového napětí vygenerovaného z programu Autodesk Inventor Profesional 2014.

$$\sigma_o = 91,9 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Výpočet bezpečnosti k_s pro materiál 11500, kde mez kluzu R_e je 245 MPa.

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{245}{69,7} = 2,6 \geq 1,5 \quad (5.13)$$

Výsledná varianta D vyhovuje statické bezpečnosti.

6 Konstrukční výpočty pro variantu D

Navržený stand slouží k testování 2 stejných tlumičů. Výpočty jsem řešila pro největší tlumič SUSPA typu 250 N z řady RD12.

Dva tlumiče umístěné v přední části průmyslové pračky se pohybují ve své ose $(x; y; z) = (15; 13; 0)$. Zadní tlumiče v průmyslové pračce se pohybují ve své ose $(x; y; z) = (12; 13; 0)$. Hodnoty pohybu v osách tlumičů jsou podle kapitoly 4.

Pohyb tlumičů se podle výsledků měření z kapitoly 4 pohybuje v osách x a y . Po konzultaci ve firmě a s vedoucím práce jsem zvolil symetrické řešení, kde velikost osy x a y bude stejná. Hodnotu této vzdálenosti $(x, y) = (13, 13)$ jsem zvolila pro častější výskyt ve vyhodnocování [28].

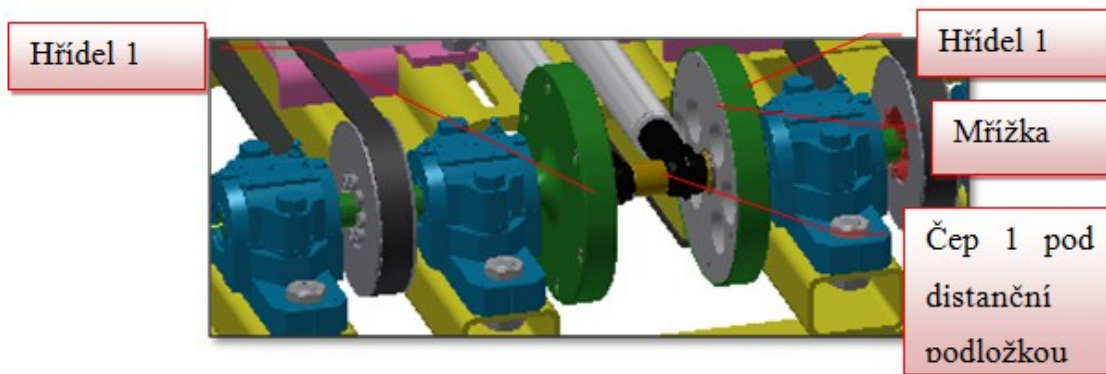
V tabulce (Tab. 6.1) jsou veškeré rozsahy zdvihu všech typů tlumičů řady RD12 SUSPA. Rozsah tlumičů R [mm] řady RD12 z tabulky (Tab. 6.1).

$$R = 250N_{\max} - 80N_{\min} = 293 - 113,5 = 179,5 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Tab. 6.1 Rozsahy tlumičů řady RD12

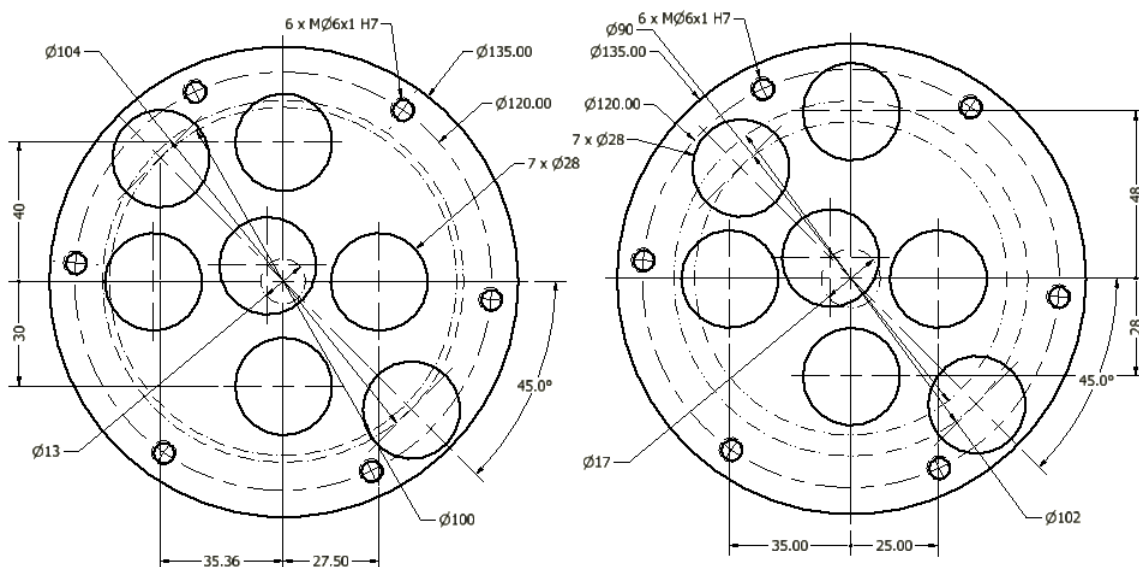
Tlumič	Max. vzdálenost os upevňovacích otvorů tlumičů [mm]	Min. vzdálenost os upevňovacích otvorů tlumičů [mm]
80	159	113,5
100	241	164
120	250	175
140	269	185
160	275	185
180	280	185
200	280	210
250	293	198

Mřížka na obrázku (Obr. 6.1) slouží pro nasazení ložiska 638-RZ a Čepu 1 do díry, která je excentricky odsazena od středu Hřídele 1 podle potřebné odchylky pro měření. Stejná vysouvací lišta je použita i na druhém konci Čepu 1, a proto se tlumič snadno s lištou montuje i demontuje. Obě mřížky jsou po montáži spojeny s Hřídelí 1 pomocí šesti šroubů M6.



Obr. 6.1 Pohled na uchycení tlumičů v Čepu 1

Excentricitu jsem volila podle naměřených odchylek z analýzy o obecném pohybu prací jednotky (viz. Kapitola 4) a maximální vzdálenosti os upevňovacích otvorů tlumičů (viz. Tab. 5.1). Do výpočtu jsem použila hodnotu excentricity $e = 6,5$ mm což je poloměr podle již zmíněných os $(x, y) = (13, 13)$ v této kapitole.



Obr. 6.1 Dvě mřížky pro excentrické uložení Čepu 1

V následující tabulce (Tab. 6.2) jsou zobrazeny maximální otáčky odstředění jednotlivých značek průmyslových praček, kde maximální hodnota 1400 průmyslové pračky SC65 jsem použila do výpočtu pro návrh motoru.

6.1 Návrh motoru

Motor navrhují pro maximální hodnotu otáček při odstředování, která je použita u pračky SC65 (viz Tab. 6.2) a pro tlumič s nejvyšším odporem $F = 250$ N. Pro testování s nižšími otáčkami předpokládám snížení otáček motoru frekvenčním měničem.

Tab. 6.2 Parametry průmyslových praček

Průmyslová pračka	FX65 FX80	FX105; FX135	FX180 FX240	SC65	P6; C6	P7; C8	FS1200	FXB 240
Max. otáčky odstředění [ot/min]	1165	1075	980	1400	1150	1100	695	939
Otáčky praní [ot/min]	49	49	42	-	-	-	33	42
Průměr bubnu [mm]	530	620	750	480	530	530	1300	750

Úhlová rychlost unášече:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = (2 \cdot \pi \cdot 1400)/60 = 146,5 \text{ rad/s} \quad (6.2)$$

- kde n jsou otáčky podle tabulky (Tab. 6.2) pro průmyslovou pračku SC65

Moment od tlumiče:

$$M = 2 \cdot F \cdot e = \frac{(2 \cdot 250 \cdot 6,5)}{1000} = 3,25 \text{ Nm} \quad (6.3)$$

– kde e je excentricita z maximální odchylky v ose y
 F síla jednoho tlumiče 250N

Výkon:

$$P = M \cdot \omega = 3,25 \cdot 146,5 = 476,2 \text{ W} \quad (6.4)$$

Zvolila jsem motor Siemens1LE1001-0DB2, 0.55 kW, 1440 ot/min s výstupní hřídelí s drážkou pro pero [8].

6.2 Volba ozubeného řemene a řemenice

Pro pohon unášeců Hřídel 1 a Hřídel 2 jsem se rozhodla použít ozubené řemeny. Pokud by byl použit pohon pouze jednoho z unášeců, spojovací čep by nebyl schopen přenést potřebný moment.

Zvolené řešení má nevýhodu, která spočívá v nutnosti pečlivého nastavení vzájemné polohy unášeců (dodržení sousostí a vzájemné úhlové polohy), ale tato nevýhoda je kompenzována jednoduchostí konstrukce.

Řemenový převod má převodový poměr odpovídající poměru otáček unášeců a zvoleného elektromotoru

$$i = 1,3$$

a musí přenášet výkon odpovídající zvoleného elektromotoru, tedy

$$P = 0,55 \text{ kW}$$

a otáčky

$$n_M = 1440 \text{ ot/min} \rightarrow 24 \text{ ot/s}$$

Návrh převodu:

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_M}{n_2} = \frac{1440}{1075} = 1,339 \quad (6.5)$$

Návrh řemen je proveden podle příručky [4]

Předběžná volba průměru hnací řemenice podle katalogu řemenic [6]:

$$d_{f1} = 91 \text{ mm} \quad (6.6)$$

Obvodová rychlost:

$$v_{o1} = \pi \cdot d_{f1} \cdot n_M = \pi \cdot 0,091 \cdot 24 = 6,86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.7)$$

Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu:

$$c_2 = 1,2 \quad [6]$$

Jmenovitý výkon:

$$P_n = P \cdot c_2 = 0,55 \cdot 1,2 = 0,66 \text{ kW} \quad (6.8)$$

Síla obvodová v řemeni:

$$F_v = \frac{P_n}{v_{o1}} = \frac{660}{6,86} = 96,2 \text{ N} \quad (6.9)$$

Na základě síly v řemeni volím řemen H075 s roztečí zobů $p=12,7 \text{ mm}$ [5].

Návrh počtu zubů hnací řemenice:

$$z_{11} = \frac{d_{f1} \cdot \pi}{p} = \frac{91 \cdot \pi}{12,7} = 22 \quad (6.10)$$

Volba počet zubů:

$$z_1 = 22 \quad (6.11)$$

$$z_{22} = i \cdot z_1 = 1,3 \cdot 22 = 28,6 \quad (6.12)$$

Počet zubů $z_2 = 28$ volím z katalogu [6] pro nejbližší nižší číslo z výsledku z rovnice (6.12).

Roztečné průměry zvolených řemenic:

$$d_{fs1} = \frac{z_1 \cdot p}{\pi} = \frac{17 \cdot 12,7}{\pi} = 88,94 \text{ mm} \quad (6.13)$$

$$d_{fs2} = \frac{z_2 \cdot p}{\pi} = \frac{25 \cdot 12,7}{\pi} = 113,19 \text{ mm} \quad (6.14)$$

Skutečný převodový poměr je 1,27 což je o 2 %, méně než původní navrhovaný převodový poměr. Vzhledem k tomu, že předpokládám nastavení testovacích otáček pomocí frekvenčního měniče, není tato odchylka významná.

Volba délky řemene a osové vzdálenosti:

Minimální možná osová vzdálenost

$$a_{min} = 0,5 \cdot (d_{fs1} + d_{fs2}) + 15 = 0,5 \cdot (88,94 + 113,19) + 15 = 116 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Maximální doporučená možná osová vzdálenost

$$a_{max} = 2 \cdot (d_{fs1} + d_{fs2}) = 2 \cdot (88,94 + 113,19) = 404,26 \text{ mm} \quad (6.16)$$

Z mého konstrukčního řešení vyplývá potřeba osové vzdálenosti 399,7 mm, což vyhovuje předchozím mezním hodnotám.

Teoretická délka řemene:

$$L_t = 2 \cdot a_s + 1,57 \cdot (d_{fs1} + d_{fs2}) + \frac{(d_{fs2} - d_{fs1})^2}{4 \cdot a_s} = 2 \cdot 520 + 1,57 \cdot (88,94 + 113,19) + \frac{(113,19 - 88,94)^2}{4 \cdot 520} = 1358 \text{ mm} \quad (6.17)$$

- kde a_s je střední osová vzdálenost řemenic

$$a_s = \frac{a_{min} + a_{max}}{2} = \frac{116 + 404}{2} = 260 \text{ mm} \quad (6.18)$$

Podle teoretické délky řemene volím ozubený řemen 540H075.

Předpětí řemene:

Výpočet předpětí je důležitý pro správnou funkci řemene a jeho dlouhou životnost.

Následující výpočet je proveden podle vysokoškolské příručky [25]

$$F_p = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1,3 \cdot \frac{250}{2} \cdot \frac{e^{1,4 \cdot 3} + 1}{e^{1,4 \cdot 3} - 1} = 167 \text{ N} \quad (6.19)$$

– kde $k [-]$ je bezpečnost proti prokluzu řemene, $k = (1,3 \div 1,6)$, volím $k = 1,3$

$\hat{\alpha} [\text{rad}]$ je úhel opásání malé řemenice, určen z Přílohy DP-2015-Stand

$f_k [-]$ - součinitel tření, podle skript [13]

$$f_k = \frac{f_0 + 0,012 \cdot v_{01}}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,35 + 0,012 \cdot 5,27}{\sin \frac{34}{2}} = 1,4 \quad (6.20)$$

- kde $\alpha [^\circ\text{C}]$ je úhel drážky řemenice

$f [-]$ je součinitel vláknového tření

$f_0 [-]$ - součinitel suchého smykového tření [13]

6.3 Volba ložisek a ložiskových těles

Pro snadnou montáž jsem zvolila dělené ložiskové těleso s dvouřadým kuličkovým ložiskem 1205. Označení ložiskového tělesa SNL505 od SKF [11].

Parametry ložiska 1205:

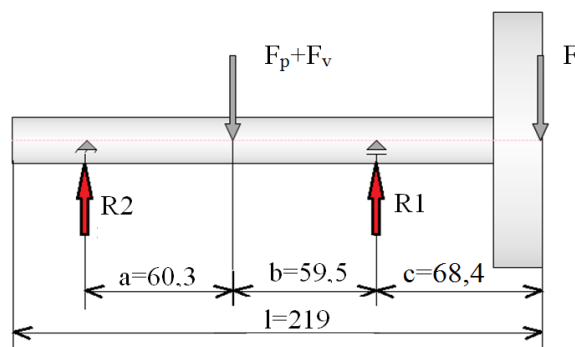
$d = 25 \text{ mm}$

$D = 52 \text{ mm}$

$C = 14,3 \text{ kN}$

Na obrázku (Obr. 6.2) je znázorněn silový rozbor Hřídele 1. Hřídel 1 je zachycená ve dvou ložiscích, kde do každého působí jedna reakční síla R_1 a R_2 (Obr. 6.2). Síla F je

vyvozena jedním tlumičem s nejvyšším odporem 250 N, síla F_p je předpětí řemene 167 N vypočtené z rovnice (6.19) a F_v je síla obvodová 96,2 N viz (6.9).



Obr. 6.2 Určení reakcí na Hřídeli 1

Výpočet reakcí z obrázku (Obr. 6.2):

$$\sum F_x := R2 - (F_p + F_v) + R1 - F = 0 \quad (6.21)$$

$$\sum M_{R2} := (F_p + F_v) \cdot 60,3 - R1 \cdot (60,3 + 59,5) + F \cdot (60,3 + 59,5 + 68,4) = 0 \quad (6.22)$$

$$R1 = \frac{(F_p + F_v) \cdot 60,3 + F \cdot (60,3 + 59,5 + 68,4)}{(60,3 + 59,5)} = \frac{(167 + 96,2) \cdot 60,3 + 250 \cdot (60,3 + 59,5 + 68,4)}{(60,3 + 59,5)} = 525 \text{ N} \quad (6.23)$$

$$R2 = (F_p + F_v) - R1 + F = (167 + 96,2) - 525 + 250 = -11,8 \text{ N} \quad (6.24)$$

Provozní zatížení:

Provozní zatížení P_R je dynamické zatížení ložiska, které je určené reakční silou $R1$ viz rovnice (6.23)

$$P_R = R1 = 525 \text{ N} \quad (6.25)$$

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_R} \right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{14300}{525} \right)^3 \cdot 10^6 = 2,02 \cdot 10^{10} \text{ mil. otáček} \quad (6.26)$$

$$L_{n \cdot a} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,14 \cdot 2,02 \cdot 10^{10} = 2829 \cdot 10^6 \quad (6.27)$$

- kde a_1 je součinitel pravděpodobnosti havárie ložiska
- a_{SKF} je součinitel materiálu a provozních podmínek [11]
- n jsou otáčky motoru 1440ot/min

$$L_{10hs} = \frac{L_n \cdot a}{60 \cdot n} = \frac{2829 \cdot 10^6}{60 \cdot 1440} = 32745 \text{ h} \quad (6.28)$$

$$L_x = \frac{\frac{L_{10hs}}{\text{den}}}{\text{rok}} = \frac{\frac{32745}{24}}{365} = 3,7 \text{ let} \quad (6.29)$$

Dvouřadé kuličkové ložisko 1205 v nepřetržitém provozu vydrží 3,7 let, proto doporučuji po 3,5 letech vyměnit ložiska na Hřídeli 1.

6.4 Volba frekvenčního měniče

Frekvenční měnič MICROMASTER 420 6SE6420-2UD15-5AA1 v provedení 0,55 kW jsem zvolila od stejné firmy, jako motor Siemens [7]. Frekvenční měnič slouží k řízení otáček asynchronního motoru. Napájecí napětí je 3 x 400 V s trvalým proudem 1,6 A. Jednou z funkcí frekvenčního měniče je automatický restart po výpadku napětí.

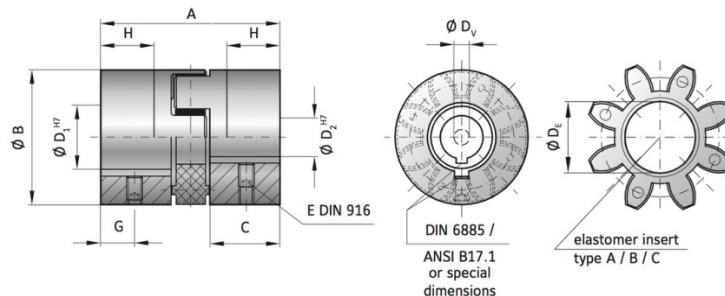
6.5 Volba spojky

Elastomerovou spojku s pružným elementem 20 EK1 [9] volím podle jejich rozměrů pro malé průměry a drážkou pro pero. Mezi výhody elastomerové spojky patří bezvůlové spojení, kompenzace posunu, elektrická izolace a absorpce vibrací. Rozsah krouticího momentu je 0,5 - 25 000 Nm.

Parametry:

$$\varnothing D_1^{H7} = 19 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_2^{H7} = 20 \text{ mm}$$



Obr. 6.3 Elastomerová spojka EK1 [9]

6.6 Snímač síly

Vzhledem k tomu, že firma používá pro své pračky snímače od firmy Revere Transducers Europe a má u ní výhodné cenové podmínky, zvolila jsem pro můj životnostní stand snímač od stejného výrobce. Protože potřebuji měřit síly do hodnoty 250 N, zvolila jsem z katalogu [10] 5 kg snímací zařízení 642C Single Point Load Cell.

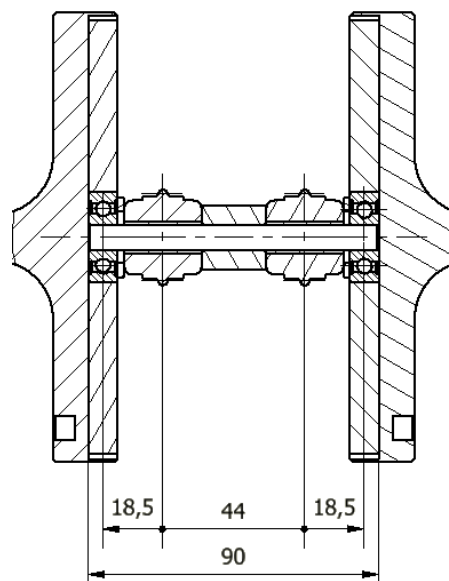
6.7 Výpočet trvanlivosti ložiska pro Čep 1

Pro Čep 1 průměru 8 mm volím kuličkové ložisko, jednořadé 638-RZ od SKF [13]. Těsnění s nízkým třením z akrylonitrilového butadienu (NBR) zesílené ocelovým kroužkem na jedné straně ložiska.

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$D = 28 \text{ mm}$$

$$C = 4,62 \text{ kN}$$



Obr. 6.4 Řez excentrického uložení

Provozní zatížení:

Provozní zatížení P_R je dynamické zatížení ložiska, které je určené reakční silou R_1 viz rovnice (5.8)

$$P_R = R_1 = 250 \text{ N} \quad (6.30)$$

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_R} \right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{4620}{250} \right)^3 \cdot 10^6 = 6,39 \cdot 10^9 \text{ mil. otáček} \quad (6.31)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{4620}{250} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1440} = 73045,3 \text{ h} \quad (6.32)$$

$$L_{n \cdot a} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,14 \cdot 6,39 \cdot 10^9 = 883,5 \cdot 10^6 \quad (6.33)$$

- kde a_1 je součinitel pravděpodobnosti havárie ložiska
 a_{SKF} je součinitel materiálu a provozních podmínek [11]
 n jsou otáčky motoru 1440ot/min

$$L_{10hs} = \frac{L_{n \cdot a}}{60 \cdot n} = \frac{883,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 1440} = 10226,3 \text{ h} \quad (6.34)$$

$$L_x = \frac{\frac{L_{10hs}}{den}}{rok} = \frac{\frac{10226,3}{24}}{365} = 1,2 \text{ let} \quad (6.35)$$

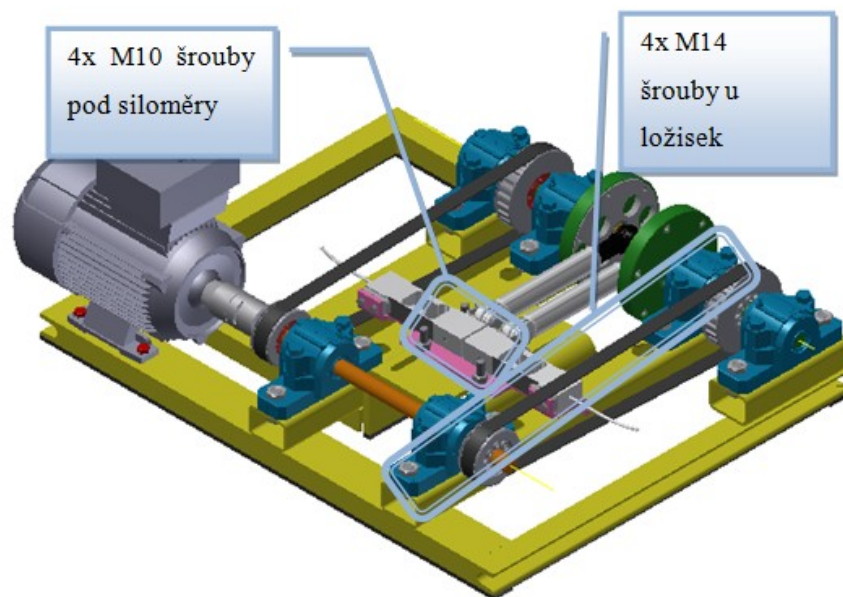
Trvanlivost ložiska 638-RZ je 1,2 let pro nepřetržitý provoz, tyto ložiska doporučuji při třísměnném provozu po roce vyměnit.

6.8 Kontrola upevňovacích šroubů

V této kapitole jsem provedla kontrolu spolehlivosti šroubových spojení. Šrouby jsou namáhány jen točivým momentem a jejich rozměr je určen výrobcem motoru, takže není potřebné je kontrolovat. Provedla jsem tedy kontrolu jen u šroubových spojů ložiskových domků a plechu pod siloměry.

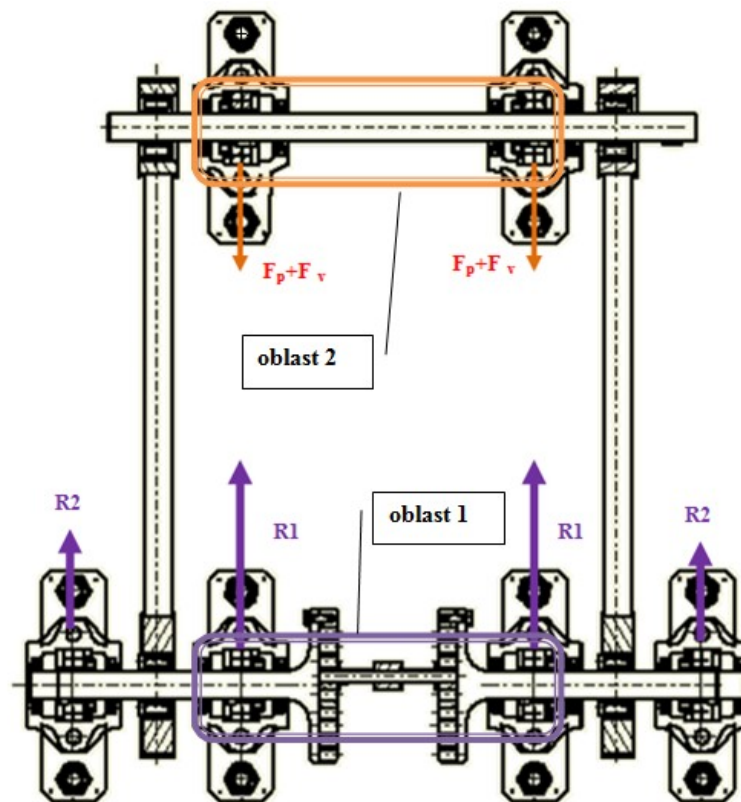
Stanovené síly působící na upevňovacích šroubech

Na obrázku (Obr. 6.5) jsou vyznačená místa šroubových spojů.



Obr. 6.5 Konstrukční návrh Standu

V kapitole 6.3 byl proveden silový rozbor na ložiskových domech. Největší zatížení - reakce $R_1 = 525 \text{ N}$ - působí na domek unášече tlumičů, pro který provedu kontrolu vhodných utahovacích momentů. Na obrázku (Obr. 6.6) je schéma sil působící na šrouby u ložiskových těles.



Obr. 6.6 Schéma působení sil v ložiskách

Minimální utahovací moment

Zatěžovací síla domku musí být přenesena třením mezi domkem a podstavcem. Proto musí být $F_T > R1$ z toho vyplývá spočítat minimální utahovací moment $F_{o\min}$.

$$F_T = F_p + F_v = 167 + 96,2 = 163,2 \text{ N} \quad (6.36)$$

- kde F_p je síla předpětí řemene podle výpočtu z rovnice (6.19)

F_v je obvodová síla podle výpočtu z rovnice (6.9)

$$F_p + F_v = F_{o\min} \cdot 2 \cdot f \quad (6.37)$$

- kde $f[-]$ je koeficient tření

$$F_{o\min} = \frac{F_T}{2 \cdot f} = \frac{163,2}{2 \cdot 0,12} = 680 \text{ N} \quad (6.38)$$

$$T_{U\min} = T_{TZ} + T_{TM} = F_{o\min} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{o\min} \cdot f_M \cdot \frac{D_d + s_k}{4} = 680 \cdot \operatorname{tg}(2,8 + 8,54 \cdot 12,72 + 680 \cdot 0,14 \cdot 14 + 214 = 1690 \text{ Nmm} = 1,69 \text{ Nm} \quad (6.39)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,13}{\cos \frac{60}{2}} = 8,537 \quad (6.40)$$

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 12,6} = 2,8 \quad (6.41)$$

- kde $d_2 = 12,6[\text{mm}]$ je průměr šroubu M14 [3]

Maximální utahovací moment

Tento vyplývá z pevnosti šroubů pro navrhované šrouby 5.6 je maximální utahovací moment [26]

$$T_{u_{max}} = 56 \text{ Nm}$$

Pro šrouby volím utahovací moment $T_U = 40 \pm 10 \text{ Nm}$.

Ve šroubu bude působit síla od utažení plus síla od klopného momentu. Z maximálního zvoleného utahovacího momentu $T_{U_{max}} = 50 \text{ Nm}$ zjistím maximální osovou sílu:

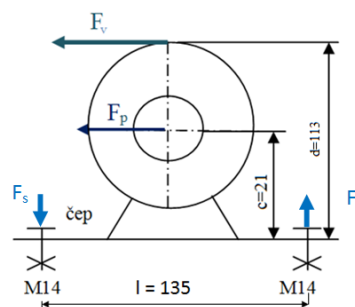
$$F_{o_{max}} = \frac{T_{u_{max}}}{k \cdot d} = \frac{50}{0,2 \cdot 0,014} = 17857 \text{ N} \quad (6.42)$$

Osová síla z klopného momentu (Obr. 6.7) je:

$$F_s = \frac{F_p \cdot c + F_v \cdot d}{l} = \frac{167 \cdot 0,021 + 96,2 \cdot 0,113}{0,135} = 106,5 \text{ N} \quad (6.43)$$

- kde $c; d$ je délka z obrázku (Obr. 6.7)

l je vzdálenost mezi šrouby (Obr. 6.7)



Obr. 6.7 Schéma působení sil pro výpočet síly F_s

Kontrolu šroubu provedu pro maximální osovou sílu od utažení a od klopného momentu:

$$F_o = F_{o_{max}} + F_s = 17857 + 106,5 = 17963,6 \text{ N} \quad (6.44)$$

Namáhání šroubů na tah:

$$\sigma_{t1} = \frac{F_o}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{17963,6}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 11,546^2}{4}} = 85 \text{ MPa} \quad (6.45)$$

$$\sigma_{t2} = \frac{F_s}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{106,5}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 11,546^2}{4}} = 0,5 \text{ MPa} \quad (6.46)$$

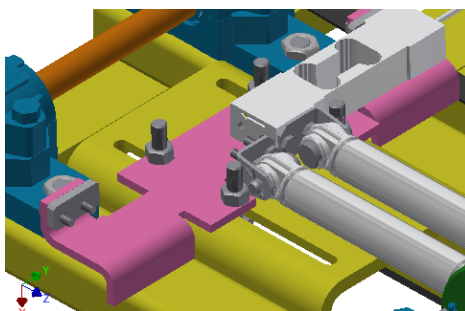
- kde d_3 [mm] je závitový průměr 11,546 mm pro šroub M14 [3]

i [-] je proměnná pro počet šroubů

Hodnota napětí od klopného momentu 0,5 MPa je vůči napětí od utažení zanedbatelná proto není potřebné provádět pevnostní kontrolu šroubů.

Kontrola šroubů pod siloměry

Na obrázku (Obr. 6.8) je vidět ohýbaný plech (růžový) spojen 4 šrouby M10 - GB/T 35-1988 s rámem v lineární drážce pro snadnější nastavování rozsahu tlumičů. Na obrázku (Obr. 6.8) je schéma sil působící na plech. Na plech působí síla F od tlumičů, které má nejvyšší odpor 250 N, síla klopného momentu F_s a utahovací moment.



Obr. 6.8 Šrouby pod siloměry

Minimální utahovací moment

Zatěžovací síla plechu musí být přeneseny třením mezi plechem a podstavcem $F_T > F$ z toho vyplývá spočítat minimální utahovací moment $F_{o\min}$.

$$F = F_{o\min} \cdot 2 \cdot f \rightarrow F_{o\min} = \frac{F}{2 \cdot f} = \frac{250}{2 \cdot 0,12} = 1042 \text{ N} \quad (6.47)$$

- kde f [-] je koeficient tření

$$T_{U_{min}} = T_{TZ} + T_{TM} = F_{o_{min}} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{o_{min}} \cdot f_M \cdot \frac{D_d + s_k}{4} = 1042 \cdot \operatorname{tg}(4,034 + 8,54 \cdot 9,0262 + 1042 \cdot 0,14 \cdot 10 + 164 = 1997,8 \text{ Nmm} = 1,9 \text{ Nm} \quad (6.48)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,13}{\cos \frac{60}{2}} = 8,537 \quad (6.49)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 9,026} = 4,03 \quad (6.50)$$

- kde $d_2 = 9,026[\text{mm}]$ je průměr šroubu M10 [3]

Maximální utahovací moment

Tento vyplývá z pevnosti šroubů pro navrhované šrouby 5.6, kde je maximální utahovací moment [26]

$$T_{U_{max}} = 31,8 \text{ Nm}$$

Pro šrouby volím utahovací moment $T_U = 20 \pm 10 \text{ Nm}$.

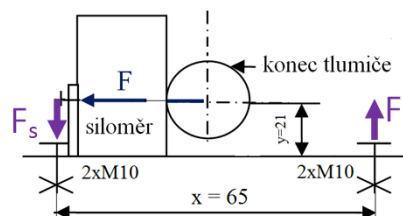
Ve šroubu bude působit síla od utažení plus síla od klopného momentu. Z maximálního zvoleného utahovacího momentu $T_{U_{max}} = 30 \text{ Nm}$ zjistím maximální osovou sílu:

$$F_{o_{max}} = \frac{T_{u_{max}}}{k \cdot d} = \frac{30}{0,2 \cdot 0,01} = 15000 \text{ N} \quad (6.51)$$

Osová síla z klopného momentu:

$$F_s = \frac{F \cdot y}{x} = \frac{250 \cdot 0,021}{0,065} = 80 \text{ N} \quad (6.52)$$

- kde $x, y [\text{mm}]$ jsou vzdlenosti z obrázku (Obr. 6.9)



Obr. 6.9 Schéma silového rozboru

Kontrolu šroubu provedu pro maximální osovou sílu od utažení a od klopného momentu:

$$F_o = F_{o_{max}} + F_s = 15000 + 80 = 15080 \text{ N} \quad (6.53)$$

Namáhání šroubu na tah:

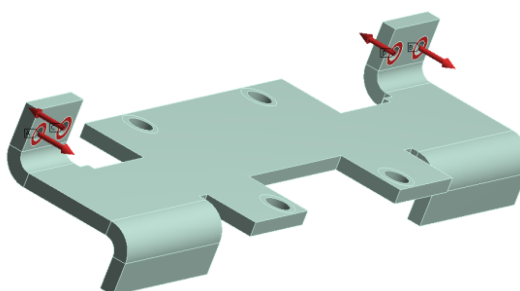
$$\sigma_t = \frac{F_o}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{15080}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 8,159^2}{4}} = 144,2 \text{ MPa} \quad (6.54)$$

$$\sigma_t = \frac{F_s}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{80}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 8,159^2}{4}} = 0,765 \text{ MPa} \quad (6.55)$$

Hodnota napětí od klopného momentu 0,7 MPa je vůči napětí od utažení zanedbatelná proto není potřebné provádět pevnostní kontrolu šroubů.

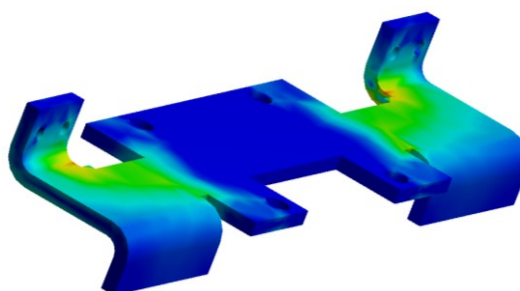
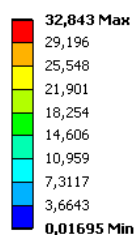
Kontrola plechu pomoci MKP v programu Ansys Workbench

Na obrázku (Obr. 6.10) je zobrazen model plechu zatížený silou $F=250 \text{ N}$ od odporu tlumiče a síla $F_s=3,14 \text{ N}$ způsobená klopným momentem. Šroubové spojení zajišťují čtyři šrouby M6. Plech je ukotven pomoci 4 šroubů M10 - GB/T 35-1988 počítané výše.



Obr. 6.10 Zatížení plechu

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
4.5.2015 13:56



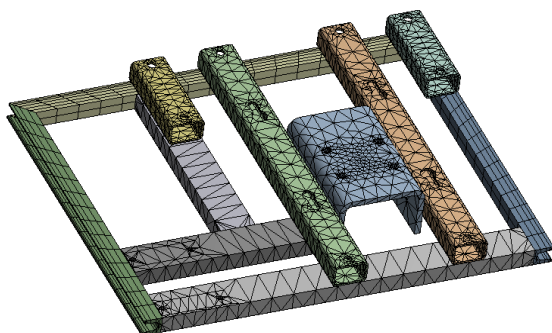
Obr. 6.11 Napětí v plechu podle HMM

Maximální redukované napětí je 32 MPa, bezpečnost tohoto dílu je:

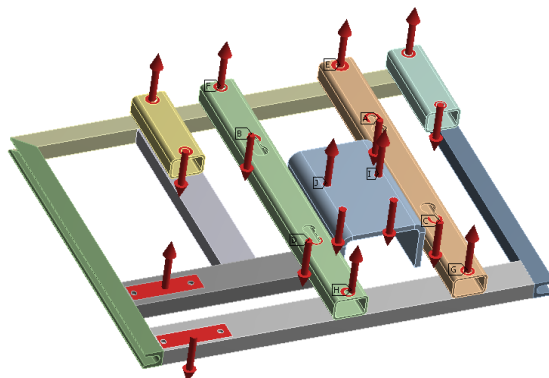
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{HMM}} = \frac{245}{32} = 7,6 \quad (6.56)$$

Kontrola rámu pomocí MKP

V programu Workbench Ansys jsem nasimulovala rám testovacího standu. Na obrázku (Obr. 6.13) je zobrazeno působení sil podle výpočtu šroubových spojení počítané výše.

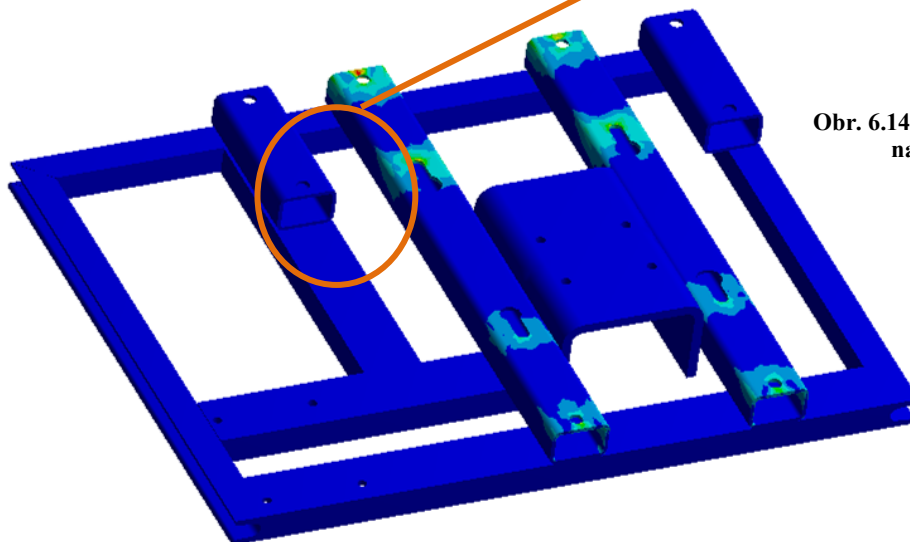
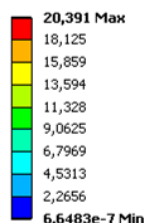


Obr. 6.12 Sít' rámu

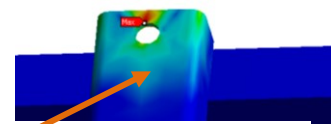


Obr. 6.13 Zatížení rámu

A: Rám
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
4.5.2015 13:48



Obr. 6.15 Napětí rámu podle HMH



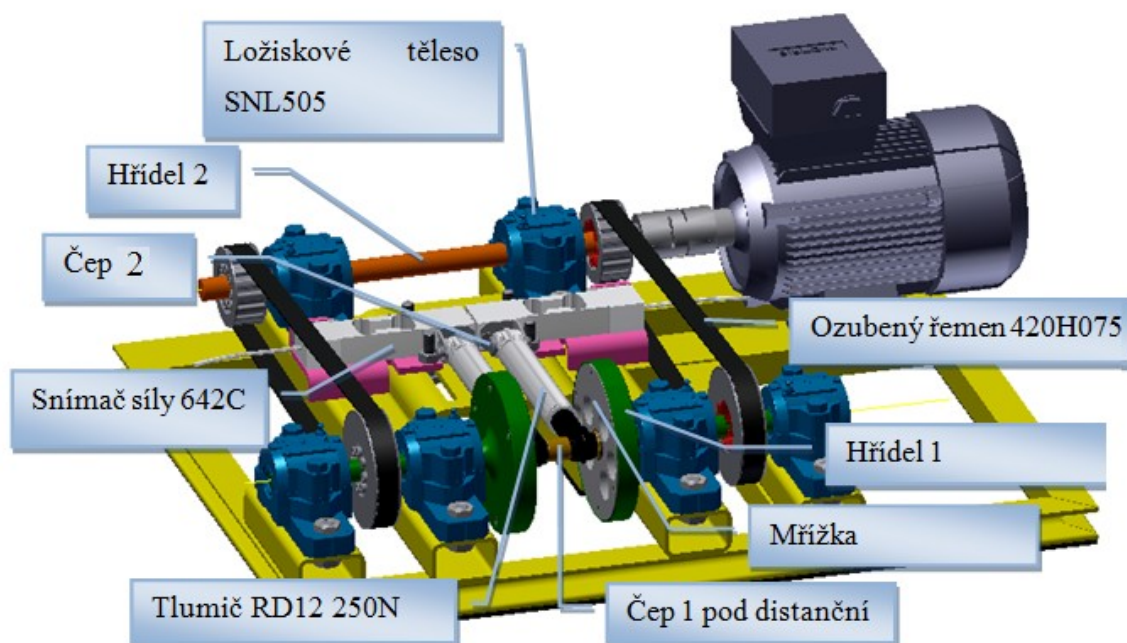
Obr. 6.14 Detail max. napětí

Maximální napětí podle HMH na obrázku (Obr. 6.15) je 21 MPa. Z hlediska výsledků redukovaného napětí 21 MPa není potřebné provádět kontrolu svarů v rámu.

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{HMH}} = \frac{245}{20} = 12 \quad (6.57)$$

7 Popis konstrukčního návrhu standu a jeho předběžná cena

Obrázek (Obr. 7.1) znázorňuje 3D pohled na navrhovaný měřicí stand. Ve standu jsem použila svařovaný rám z normalizovaných profilů U a uzavřených profilů. Asynchronní elektromotor je spojen s Hřídelí 2 přes Elastomerovou spojku EK1. Dva ozubené řemeny s řemenicemi. Řemenice jsem uchytila na Hřídel 1 a Hřídel 2 pomocí rychloupínacího pouzdra SKF FX. Dále je na standu 6 ložiskových těles SKF SNL505, které jsou od výrobce kompletně vybavena a obsahují dvouřadé, naklápěcí, kuličkové ložisko 1205. Do Hřídele 1 se vkládá Mřížka, kde je vyvrtáno 6 děr pro různou nastavitelnost excentricity Čepu 1. Uprostřed modelu jsou samostatně uchyceny dva tlumiče do svého snímače síly. Snímače síly jsou zašroubovány do ohýbaného plechu (na Obr. 7.1 růžová barva), který se pomocí 4 šroubů spojí s rámem, nastaví se potřebná vzdálenost a 4 šrouby se došroubují. Druhá strana tlumičů je uchycena v Čepu 2 a zajištěna závlačkou.



Obr. 7.1 Popis 3D modelu Experimentálního standu

Tabulka (Tab. 7.1) předběžné ceny standu na životnostní zkoušky tlumičů.

Tab. 7.1 Cena jednotlivých komponentů s DPH a práce

Nákup	FIRMA	OZNAČENÍ	POČET KUSŮ	CENA / KUS	CEL. CENA
motor	SIEMENS	1LE1001-0DB2	1	3198,3	3198,3
spojka	R+W	EKL 20B	1	1824	1824
frekvenční měnič	MICROMASTER 420	6SE6420-2UD15-5AA1	1	8242	8242
ložiskové těleso	SKF	SNL 505	6	1683	10102
kuličkové ložisko	SKF	638-RZ	2	106,6	213,2
ozubený řemen	TYMA	540H075	2	534,1	1068,2
ozubené řemenové kolo	TYMA	22H075	2	280,1	560,2
ozubené řemenové kolo	TYMA	28H075/6F	2	431,3	862,6
kuličkové ložisko	SKF	680-RZ	2	129	258
svěrné pouzdro	SKF	FX 20-22x32	2	498,7	997,4
spojovací materiál	Fasteners		56	2	112
plechy, profily	Ferona		1	200	200
tyče	Ferona		1	507,3	507,3
Práce	DÍL		ODHADOVANÁ DOBA (hod)	CENA ZA HOD.	
řezání	profilů, tyčí		0,4	500	200,0
svařování	rámu		0,73	500	366,7
soustružení	hřídele		0,66	500	333,3
frézování	těles+drážky		0,66	500	333,3
vrtání	díry		0,46	500	233,3
Celková cena			29611,8		



Obr. 7.2 Experimentální stand umístěn na stole

8 Závěr

Z průzkumu zařízení na testování tlumičů jsem se nechala inspirovat mechanickým pohonem, který je plně dostatečný pro požadavky testování tlumičů v této práci. Podle rozboru tlumičů na analýzu tepelných poměrů a analýzu obecného pohybu prací jednotky jsem zjistila skutečné parametry, které mají vliv na funkci tlumičů.

V analýze tepelných poměrů jsem zjistila průběhy teplot na tlumičích při pracovním cyklu na zkušební pračce FX135, které dosahovaly různých hodnot pro jednotlivé typy tlumičů. V průmyslové pračce se používají tlumiče řady RD12 a typu 120N, kde byl naměřen teplotní rozsah od 19,3 °C až 102,2 °C. Výrobce tlumičů SUSPA CZ s.r.o. deklaruje teplotu tlumičů řady RD12 pro vyšší provozní teploty, ale neuvádí konkrétní hodnoty.

Analýzou obecného pohybu bylo zjištění prostorového pohybu prací jednotky v místech uchycených tlumiči. Zkušební pračka FX135 má dva přední tlumiče, které se pohybovaly v osách $(x, y, z) = (15; 13; 0)$ a dva zadní tlumiče se zdvihem v osách $(x, y, z) = (12; 13; 0)$.

Podle vymezujících parametrů jsem navrhovala varianty nejprve pro 4 tlumiče testované zároveň, abych dosáhla rychlejšího testování. Pro 4 tlumiče nevyhověla statická bezpečnost nosníku (čep1), v kterých byly uchyceny tlumiče. Varianty se 2 tlumiči už vyhověly statické bezpečnosti, a proto jsem na základě konzultace s vedoucím práce zvolila 2 tlumiče uložené vedle sebe, pro jednoduchou prostorovou konstrukci.

Pro zvolenou variantu D jsem navrhla motor, frekvenční měnič, ozubený řemen s řemenicemi podle provozních podmínek průmyslových praček Alliance Laundry CE s.r.o. Dvouřadá, naklápěcí, kuličková ložiska (doba trvanlivosti 3,7 let) a jednořadá, kuličková ložiska (doba trvanlivosti 1,2 let).

Dále jsem nakreslila pomocí 3D programu Autodesk Inventor 2014 model experimentálního standu z něhož jsem vypracovala sestavný výkres.

Předběžná cena navrženého standu na životnostní zkoušky tlumičů pro nákup materiálu a výrobu vychází na 29 612 Kč.

9 Poděkování

Chtěla bych poděkovat doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph. D., za cenné rady, připomínky a motivaci, které mi poskytoval při tvorbě diplomové práce.

Ráda bych poděkovala firmě Alliance Laundry CE s.r.o., která mi poskytla informace a zkušební prostor s průmyslovou pračkou FX135.

Rovněž chci poděkovat p. Petru Matějkovi za skvělou spolupráci.

10 Seznam literatury

- [1] BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismů strojů I a II*. VUT Brno, 1987
- [2] BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů – svazek 1. a 2.* SNTL Praha, 1990
- [3] LIENVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: Druhé doplněné vydání*. Albra, Úvaly, 2005, ISBN 80-7361-011-6
- [4] Příručka Mathcad. *Výpočet ozubeného řemenu*. Google. [online]. 2015[cit. 2015-03-31]. Dostupné z:
https://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&ved=0CDgQFjAD&url=http%3A%2F%2Fwww.ingjars.estranky.cz%2Ffile%2F149%2Fmathcad---vypocet-ozubeneho-remene.pdf&ei=BY1IVf7VC8vZU8CKgIAL&usg=AFQjCNEPraCHkZnrtpxlcoizm_iXADH69A&sig2=fln6ILr3tU_TP1S4o8YCdA&bvm=bv.92291466,d.bGQ&cad=rja
- [5] TYMA. *Ozubený řemen neoprenový*. Tyma.cz [online]. 2012[cit. 2015-03-17]. Dostupné z:<http://www.tyma.cz/produkty/detail/420h075-12513/>
- [6] TYMA. *Ozubená řemenice s předvrtanou dírou*. Tyma.cz.[online]. 2012[cit. 2015-03-17]. Dostupné z:<http://www.tyma.cz/produkty/detail/24h075-6f-5328/>
- [7] Saze. *Frekvenční měnič*. Szromek.cz. [online]. 2009[cit. 2015-03-17]. Dostupné z:
http://www.szromek.cz/index.php?main_page=product_music_info&products_id=4090
- [8] SIEMENS *Elektromotor*. Elektromotory.net. [online]. 2011[cit. 2015-03-19]. Dostupné z:http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf
- [9] R+W *Elastomerová spojka*. Rw-kupplungen.de. [online]. 2014[cit. 2015-03-25]. Dostupné z:<http://www.rw-kupplungen.de/index.php?id=220&type=123>
- [10] REVERE *Snímač síly*. Intertechnology. [online]. 2015[cit. 2015-03-28]. Dostupné z:http://www.intertechnology.com/Revere_Transducers/pdfs/642C.pdf
- [11] SKF. *Dělená stojatá ložisková tělesa*. Skf. [online]. 2012[cit. 2015-03-12]. Dostupné z:<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-and-6-series/snl-series-adapter-sleeve-with->

- [12] Alliance Laundry Systems LLC. *Průmyslová pračka FX135*. Primuslaundry. [online]. 2015[cit. 2015-04-22]. Dostupné z: <http://www.primuslaundry.com/cz/washer-extractors/fx-line/>
- [13] SKF: *Kuličková ložisková*. Skf. [online]. 2012[cit. 2015-05-02]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [14] Alliance Laundry Systems LLC. *Průmyslová pračka*. Speedqueen. [online]. 2015[cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.speedqueen.com/products/front-load-washers.aspx#build-your-own?mn=AFNE9BSP113TN01>
- [15] Alliance Laundry Systems LLC. *Průmyslová pračka*. Huebsch.com. [online]. 2015[cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.huebsch.com/products/vended-laundry/front-load-washers.aspx>
- [16] VVM-IPSO *Průmyslová pračka*. Pradelenska-zarizeni. [online]. 2015[cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.pradelenska-zarizeni.cz/cz/produkt/190-009-prumyslove-pracky-hd-195.aspx>
- [17] Wikipedia. *ALLIANCE LAUNDRY SYSTEM*. En.wikipedia.org. [online]. 2014[cit. 2015-03-15]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Alliance_Laundry_Systems
- [18] Zwick Roell zkoušení materiálu. *Servohydraulické zařízení*. Zwick. [online]. 2014[cit. 2015-03-18]. Dostupné z: <http://www.zwick.cz/cs/produkty/stroje-pro-dynamicke-zkouseni/servohydraulicke-zkusebni-stroje/vyrobni-rada-ha-od-50-do-2500-kn.html>
- [19] BR Motorsports: E-5 SHOCK DYNO *Pneumatický tester*. Brmotorsports. [online]. 2014[cit. 2015-03-18]. Dostupné z: <http://www.brmotorsports.com/e-5shockdyno.aspx>
- [20] Zdroj informací o měření a regulaci: OMEGA *Termočlánek*. Omegaeng. [online]. 2014[cit. 2015-03-18]. Dostupné z: <http://www.omegaeng.cz/ppt/pptsc.asp?ref=sa1xl>
- [21] Společnost SUSPA. *Tlumiče*. Suspa.[online]. 2015[cit. 2015-03-10]. Dostupné z: <http://www.suspa.com/cz/>
- [22] Šindelář M: SLEDOVÁNÍ TECH. STAVU ZÁVĚSU KOLA VOZIDLA *Mechanické zařízení* [online]. 2015[cit. 2015-03-10]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=767

- [23] Šindelář M. DISERTAČNÍ PRÁCE *Mechanické zařízení*. Old.uk.fme.vutbr. [online]. 2015[cit. 2015-03-10]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor294f.pdf?id=105
- [24] Top-ENERGO. MĚŘENÍ OHŘEVU TLUMIČŮ U PRAČKY FX135. *Technická zpráva*, 2013 OSTRAVA
- [25] Kalab K...: VYSOKOŠKOLSKÁ PŘÍRUČKA: *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*. Ostrava, 2010
- [26] Stránky o škodě 100. *Utahování šroubových spojů*. Skoda100.unas [online]. 2015[cit. 2015-03-10]. Dostupné z: [http:// http://skoda100.unas.cz/momenty.html](http://skoda100.unas.cz/momenty.html)

11 Seznam příloh

DP-2015-Stand - Sestavný výkres